МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИМПЕРАТОРА ПЕТРА I»

АГРОИНЖЕНЕРНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ

«АГРОПРОМЫШЛЕННЫЙ КОМПЛЕКС НА РУБЕЖЕ ВЕКОВ»

МАТЕРИАЛЫ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ, ПОСВЯЩЕННОЙ 85-ЛЕТИЮ АГРОИНЖЕНЕРНОГО ФАКУЛЬТЕТА

ЧАСТЬ I

ВОРОНЕЖ
2015

УДК 338.436.33:005.745(06)
ББК 65.32 Я 431
А263

А263 Агропромышленный комплекс на рубеже веков: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию агроинженерного факультета. – Ч.I. – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», 2015. – 315 с.

26-27 ноября 2015 г. в Воронежском государственном аграрном университете прошла международная научно-практическая конференция, посвященная 85-летию агроинженерного факультета, по актуальным проблемам агропромышленного комплекса в области механизации сельского хозяйства, законодательства в сфере АПК, ресурсосбережения, развития рыночной и материально-технической инфраструктур в АПК, поддержки малых форм хозяйствования, экономики сельскохозяйственного производства, технологий и средств технического обслуживания в сельском хозяйстве, обеспечения устойчивого развития отраслей АПК, проблем подготовки специалистов в области сельского хозяйства, научного и кадрового обеспечения АПК, инновационного развития АПК, переработки сельскохозяйственной продукции, технологий и машин лесного хозяйства, экологии и рационального использования природных ресурсов. В работе конференции приняли участие студенты, аспиранты, молодые ученые, доценты, профессора.

Редакционная коллегия:
Д.Н. Афоничев, Е.В. Кондрашова, В.Г. Козлов, О.Г. Подорванова

Под общей редакцией:
кадидата экономических наук, доцента Н.И. Бухтоярова
доктора сельскохозяйственных наук, профессора В.И. Оробинского

ISBN 978-5-7267-0821-8
ISBN 978-5-7267-0822-5 (Ч. I.)

© Коллектив авторов, 2015
© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ПОЗДРАВЛЕНИЕ РЕКТОРА.....9
ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ И СТАНОВЛЕНИЯ АГРОИНЖЕНЕРНОГО ФАКУЛЬТЕТА.....10
СЕКЦИЯ 1. ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
Оробинский В.И., Соловьёв С.В., Скурятин Н.Ф.
СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДОГРУЖАЮЩЕГО УСИЛИЯ ПРИЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА ПРИ ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ ПОДАЧЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В КУЗОВЕ ПОЛУПРИЦЕПА-РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ 17
Тарабрин Д.С., Тарасенко А.П.
НАПРАВЛЕНИЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН.....23
Плахов С.А., Алакин В.М.
ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ВИБРОРОТАЦИОННОЙ СОРТИРОВКИ КАРТОФЕЛЯ 27
Сидоров В.Н., Сидоров М.В.
УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ В СОСТАВЕ МОДУЛЬНОГО ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СРЕДСТВА.....34
Калинин А.В.
РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ТЕПЛОВОГО И ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА СЕМЕНА СОИ СКОРОСПЕЛЫХ И СРЕДНЕСПЕЛЫХ СОРТОВ С РАЗЛИЧНЫМ ВРЕМЕНЕМ ОБРАБОТКИ.....39
Гулевский В.А.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА ПРОТИВОТОЧНЫМИ ПЛАСТИНЧАТЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ.....47
Андрианов Е.А., Андрианов А.А., Андрианов А.М.
К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИННОГО ДОЕНИЯ КОРОВ 52
Бородин С.А.
К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ДОИЛЬНЫХ АППАРАТОВ 57

Козлов Д.Г., Беляев А.Н.
К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА ПОЧВУ ПРИ ДВИЖЕНИИ НА ПОВОРОТНОЙ ПОЛОСЕ..... 62
Козлов Д.Г.
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ СВЕТОДИОДНОЕ ОСВЕЩЕНИЕ В УСЛОВИЯХ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА..... 73
Жутов А.Г.
СНИЖЕНИЕ ГАЛОПИРОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С УПРУГИМИ ПРИВОДАМИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС В ПРОЦЕССЕ РАЗГОНА..... 79
Баскаков И.В., Гиевский А.М., Оробинский В.И., Чернышов А.В.
ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА «LOAD-SENSING» – РЕЗЕРВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОМБАЙНОВ..... 82
Божко А.В., Байбарин В.А.
ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗА В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА НА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРАХ..... 89
Божко А.В., Байбарин В.А., Зеленин В.Н.
ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОТРАКТОРНЫХ СРЕДСТВ ЗА СЧЁТ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ..... 93
Божко А.В., Байбарин В.А.
ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОБУСА ПАЗ-32054 ЗА СЧЕТ УСТАНОВКИ ФИЛЬТРА-НЕЙТРАЛИЗАТОРА 97
Козлова Е.В., Подорванова О.Г.
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА МАГНИТНОЙ СЕПАРАЦИИ..... 101
Козлова Е.В.
НОВЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ СЕПАРИРОВАНИЯ МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР 105
Козлова Е.В.
ЗАВИСИМОСТЬ ВЕЛИЧИНЫ ИНДУКЦИИ МАГНИТНОГО ПОЛЯ ОТ НАПРЯЖЕНИЯ В ПНЕВМОМАГНИТНОМ СЕПАРАТОРЕ СЕМЯН..... 109

С.Н. Воякин
ПОЛУЧЕНИЕ ГРАНУЛЯТОВ НА ОСНОВЕ СОЕВО-РЫБОКОСТНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПТИЦЫ 113
Кутьков Г.М., Сидоров М.В.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И ВЕСА ТРАКТОРА ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ КОНЦЕПЦИИ ПРИ БАЛЛАСТИРОВАНИИ И В СОСТАВЕ МОДУЛЬНОГО ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СРЕДСТВА 117
Путенко Р.А., Солнцев В.Н.
МАШИНЫ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ СЕМЯН 125
Ларченко А.А., Горбанев А.В., Солнцев В.Н.
ОЦЕНКА ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ ПШЕНИЦЫ НА ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОМ АГРЕГАТЕ 130
Манойлина С.З.
ПРОГРАММА-АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД УНИВЕРСАЛЬНОГО ЦИКЛА ДВС 133
Сухинин В.Е., Манойлина С.З., Тесленко И.С.
СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ 137
Поливаев О.И.
ВЫБОР РЕКУПЕРАТОРА КОЛЕБАНИЙ ОСТОВА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА 140
Поливаев О.И.
ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРОВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ 146
Мерчалов С.В., Мерчалов А.С.
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГРАВИТАЦИОННОГО СЕПАРАТОРА 149
Мерзликин Е.А., Дрыга И.А., Чернышов И.Ю., Чечин А.И., Титова И.В.
ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ БЕНЗИНОВОГО ДВС 156
Павлов П.И.
ПОВЫШЕНИЕ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА В КАБИНАХ ТРАКТОРОВ 161
Ожерельев В.Н., Никитин В.В.
ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ СЕПАРАЦИЯ ОЧЕСАННОГО ЗЕРНОВОГО ВОРОХА В НАКЛОННОЙ КАМЕРЕ 165

Овсянников С.И.
ОСОБЕННОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ
МОТОАГРЕГАТОВ И ПУТИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО
РАЗВИТИЯ МОТОАГРОТЕХНИКИ 170
Никульников А.А., Комов И.А.
ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КАНАЛА ПОСЛЕРЕШЕТНОЙ
ОЧИСТКИ НА ВОРОХЕ ОВСА 178
Труфанов В.В., Дружинин Р.А., Яровой М.Н., Золотарев А.М.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА
ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА В УДАРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОМ
ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕ 184
Труфанов В.В., Дружинин Р.А., Яровой М.Н., Золотарев А.М.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ,
ВЛИЯЮЩИХ НА СТЕПЕНЬ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА
В УДАРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕ..... 188
Иванников В.А., Чупахин А.В., Коноплин А.Н.
ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА
ПЛАЗМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ ПОКРЫТИЙ
ИЗ КОМПОЗИТНЫХ ПОРОШКОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ
ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДЛОЖКИ 194
Чупахин А.В., Чечин А.И.
ОБОСНОВАНИЕ СОЧЕТАНИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ
ПИТАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ПНЕВМОИНЕРЦИОННОГО
СЕПАРАТОРА С ПРИМЕНЕНИЕМ ФУНКЦИИ
ЖЕЛАТЕЛЬНОСТИ И КРИТЕРИЯ ХАРРИНГТОНА..... 201
Яловой Д.И.
К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗРЕЖЕНИЯ, НЕОБХОДИМОГО
ДЛЯ РАБОТЫ СТИМУЛИРУЮЩЕ-АДАПТИВНОГО
ДОИЛЬНОГО АППАРАТА НЕПРЕРЫВНОГО ДОЕНИЯ..... 205
Королев А.И.
СПОСОБ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО
ПОТОКА В КАНАЛЕ ОЧИСТКИ ЗЕРНА 211
Дьячков А.П., Бровченко А.Д.
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВНЕСЕНИЯ
ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ 215
Глазков В.И., Следченко В.А., Потомкин Д.Е.
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТХОДОВ ПРОИЗВОДСТВА
В КАЧЕСТВЕ МЕЛИОРАНТА..... 223

Колесников Н.П., Колесник Д.Е., Колесников В.Н.
ОБЗОР И АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСПОРТНО-РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ И МЕЛИОРАНТОВ (НА ПРИМЕРЕ ДЕФЕКАТА) 228
Попова М.И., Попова О.И.
БЕЗОПАСНАЯ ОБРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ДУГОЙ ОТВЕРСТИЙ И ПОЛОСТЕЙ С НАКЛОННЫМ ДНОМ 234
Василенко В.В., Василенко С.В., Хахулин А.Н.
РАЗРАБОТКА ПЛУГА С ПОЛНЫМ ОБОРОТОМ ПОЧВЕННЫХ ПЛАСТОВ 240
Поливаев О.И., Ведринский О.С.
ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА РАЗГОН ТРАНСПОРТНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА 244
Сорокин Н.Н., Тарасенко А.П.
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗЕРНОВОГО ВОРОХА ПШЕНИЦЫ ПО АЭРОДИНАМИЧЕСКИМ СВОЙСТВАМ И ПО РАЗМЕРАМ 248
Ворохобин А.В., Лещева О.В., Подстрешный А.В.
СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ НА КАЧЕНИЕ И УЛУЧШЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 256
Ворохобин А.В., Лещева О.В., Гребнев В.П., Подстрешный А.В.
ПОВЫШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПРИ КОРРЕКТИРОВАНИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА КОЛЕСА 261
Винокуров В.Д., Винокуров С.Д., Волков В.В., Васильев Е.В.
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КАРБИД-КРЕМНИЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ 266
Поливаев О.И., Костиков О.М.
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ СЕЛЬСКО-ХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ НА ПОЧВУ 273
Мерчалова М.Э.
ИННОВАЦИОННЫЙ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ 278
Миронова О.В. , Стекольников К.Е.
УФ-СПЕКТРОСКОПИЯ КАК МЕТОД ИЗУЧЕНИЯ ОСОБЕННОСТЕЙ СТРОЕНИЯ МОЛЕКУЛ ГУМУСОВЫХ ВЕЩЕСТВ 283

Помогаев Ю.М., Картавцев В.В., Лакомов И.В.
МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СЕЛЬСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ РЕЗЕРВИРОВАНИЯ 288
Беляев А.Н., Тришина Т.В., Дрыга И.А., Мерзликин Е.А.
СИСТЕМА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ 302
Нагнойных Е.Е., Харитонов М.К.
К ОБОСНОВАНИЮ РАЗМЕЩЕНИЯ КОЛОСОВЫХ РЕШЕТ В СТАНАХ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН 309

ПОЗДРАВЛЕНИЕ РЕКТОРА



УВАЖАЕМЫЕ УЧАСТНИКИ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ!

Сегодня один из ведущих факультетов Воронежского государственного аграрного университета – агроинженерный – отмечает 85-летний юбилей!

Юбилей факультета – это праздник не только нескольких поколений преподавателей, сотрудников и студентов, но и большого количества выпускников, которые трудятся на обширных просторах Российской Федерации.

В течение 85 лет агроинженерный факультет славится высоким уровнем подготовки специалистов на основе широкомасштабных и прикладных исследований, единством образовательной и научно-педагогической деятельности, тонким подходом к воспитанию личности.

Благодаря коллективу талантливых ученых и преподавателей, которые известны не только в нашей стране, но и за рубежом, на агроинженерном факультете сформировалась уникальная творческая атмосфера. Многие выпускники факультета, которые живут и работают в Воронеже, вносят весомый вклад в развитие Воронежской области. Сегодня агроинженерный факультет – это образовательный комплекс с высоким научным потенциалом, современными образовательными технологиями, успешным рейтингом в России.

В этот торжественный праздничный день от всей души желаю преподавателям, сотрудникам и студентам крепкого здоровья, осуществления намеченных планов, экономического благополучия и новых достижений на благо нашей страны.

С праздником, дорогие друзья!

Ректор ФГБОУ ВО
Воронежский ГАУ
имени императора Петра I *Н.И. Бухтояров*

ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ И СТАНОВЛЕНИЯ АГРОИНЖЕНЕРНОГО ФАКУЛЬТЕТА



В 1930-1933 годах на базе кафедры сельхозмашин, организованной в 1915 году профессором А.А. Хохряковым, и ее машиноиспытательной станции был создан Воронежский институт механизации социалистического сельского хозяйства, который после последующего преобразования вошел факультетом механизации в состав Воронежского СХИ, крупнейшего сельскохозяйственного вуза Центрального Черноземья.

С преобразованием в 1991 году института в агроуниверситет факультет стал называться агроинженерным.

В 1930 году на первый курс было принято 100 человек и проведен прием студентов на второй курс в порядке перевода из других вузов. Первый выпуск специалистов в количестве 70 человек состоялся в 1933 году.

В развитие факультета и повышение эффективности учебной и научной работы значительный вклад внесли: академик ВАСХНИЛ Н.П. Александров, профессора И.В. Архангельский, Ф.И. Гаврилов, В.А. Елисеев, Ф.С. За-валишин, Е.М. Харитончик, А.Н. Семенов, А.С. Куракин, Б.И. Огарков, И.В. Жиленков, доценты А.И. Барковский, А.Я. Гуланс, С.Д. Полонецкий, Д.Ф. Маньков, М.Г. Мацнев, П.Д. Третьяков, заслуженные деятели науки и техники РФ А.П. Тарасенко, В.П. Гребнев, В.С. Воищев, заслуженный работник высшей школы РФ О.И. Поливаев.

Деканами факультета в разное время были Р.В. Лавров, С.П. Шепелев, Б.Л. Панферов, А.А. Чапкевич, К.С. Корчагин, С.В. Ятченко, Ю.А. Вейс, Ф.М. Курушин, И.В. Архангельский, П.Н. Житков, П.Д. Третьяков, И.М. Шацман, А.И. Барковский, С.Д. Полонецкий, Б.И. Огарков, А.А. Котов, М.Н. Кухарев. Под руководством С.Д. Полонецкого факультет существенно улучшил свое оснащение и условия работы, перейдя в 1965 году в отдельный благоустроенный корпус. С 1986 по 2002 г. факультет возглавлял заслуженный работник высшей школы Российской Федерации, кандидат технических наук, доцент И.А. Резниченко. Наиболее существенные вехи развития факультета под его руководством – это открытие новых специальностей, о которых будет сказано ниже, и магистратуры для подготовки научных кадров и специали-

стов с высоким уровнем специального образования. С 2002 по ноябрь 2010 г. деканом агроинженерного факультета был доктор технических наук, профессор В.В. Труфанов. С декабря 2010 г. по настоящее время деканом агроинженерного факультета является почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации, доктор сельскохозяйственных наук, профессор В.И. Оробинский.

За время своего существования агроинженерный факультет превратился в наиболее крупный факультет агроуниверситета. Ежегодный выпуск инженеров-механиков сельского хозяйства по специальности 110301 – «Механизация сельского хозяйства» по дневной и заочной формам обучения составляет 290 человек. В настоящее время, кроме инженеров широкого профиля по специальности 110301, факультет готовит специалистов еще по трем более узким направлениям с углубленным изучением вопросов сервиса, связанного с техническим обслуживанием и ремонтом средств механизации (специальность 110304), проблемам применения электроэнергии в сельском хозяйстве (специальность 110302) и переработки продукции растениеводства и животноводства (специальность 110303). Кроме того, в 2010 году на агроинженерном факультете открыта новая специальность 190601 – «Автомобили и автомобильное хозяйство». В 2011 году факультет перешел на подготовку специалистов по стандартам третьего поколения. В рамках этих стандартов факультетом ведется подготовка по направлению 35.03.06 (110800.62) «Агроинженерия» по профилям «Технические системы в агробизнесе», «Электрооборудование и электротехнологии в АПК», «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции», «Технический сервис в АПК»; по направлению 23.03.03 (190600.62) – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» по профилю «Автомобили и автомобильное хозяйство». В 2012 году на факультете открыта специальность 23.05.01 (190109.65) «Наземные транспортно-технологические средства». Также агроинженерный факультет одним из первых в стране приступил к подготовке магистров по направлению «Агроинженерия». Набор в магистратуру осуществляется из числа наиболее успевающих студентов, обучающихся в бакалавриате. Ежегодно большинство магистров поступают в аспирантуру и успешно ее заканчивают.

В 90-е годы учебная база факультета расширилась благодаря региональному выставочному комплексу «Агробизнес Черноземья», расположенному рядом с его корпусом. Там студенты и аспиранты знакомятся с различными новинками сельскохозяйственной техники и технологии, могут устанавливать научно-исследовательские связи с предприятиями-изготовителями и с хозяйствами, использующими эту технику.

За время своего существования факультет произвел 83 выпуска, подготовил 16 893 высококвалифицированных инженеров-механиков сельского хозяйства. Из них 494 выпускника получили дипломы с отличием. Сфера деятельности выпускников агроинженерного факультета очень обширна. Помимо инженерных должностей в сельскохозяйственных и промышленных предприятиях они часто занимают ответственные посты на хозяйственной работе, в научных учреждениях, в административных органах, многие награждены орденами и медалями. Можно привести ряд примеров таких должностей, занимаемых в различные годы нашими выпускниками. Это заместитель Председателя Госплана РСФСР Г.Л. Смирнов, первый заместитель Председателя Госкомитета по науке и технике при Совете Министров СССР Л.Н. Ефремов, секретарь Липецкого обкома КПСС, Герой Социалистического Труда В.В. Донских, заместитель министра сельского хозяйства СССР Г.Н. Ситников, председатель Красноярской краевой «Сельхозтехники» Н.Г. Помыкалов, заместитель председателя Госкомсельхозтехники СССР А.В. Прохорович, глава администрации Липецкой области М.Т. Наролин, заместитель главного редактора журнала «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства» А.Ф. Подлеснов, начальник Главка Госкомсельхозтехники РСФСР В.Н. Скуратов, председатель Воронежской областной «Сельхозтехники» А.М. Таранцов, заведующий сельхозотделом Воронежского обкома КПСС А.П. Казьмин, директор совхоза «Начало» Воронежской области, Герой Социалистического Труда П.Д. Мостепанов, директор КубНИИТиМ кандидат технических наук А.Т. Коробейников, заведующий кафедрой Ижевского СХИ Г.А. Кургузкин, заведующий кафедрой политэкономии ВИСИ доктор экономических наук А.А. Глухов, заместитель начальника УВД Воронежской области Н.И. Карецкий, собственный корреспондент газеты «Правда» в городе Саратове А.А. Воротников, главный редактор журнала «Техника в сельском хозяйстве» И.Е. Чесноков, генеральный директор Ассоциации заводов зерноочистительных машин В.С. Шкарупин, главный редактор журнала «Крокодил» Е.П. Дубровин и другие.

В настоящее время на различных должностях трудятся: заместитель председателя Центрального Банка РФ ленинский стипендиат факультета механизации, почетный профессор ВГАУ им. императора Петра I В.И. Берестовой, начальник отдела Центрального Банка РФ к.э.н. профессор В.М. Шуняев, председатель комитета по транспорту, дорожному хозяйству и безопасности Воронежской областной Думы д.э.н., профессор В.А. Верзилин, первый заместитель главы администрации Липецкой области Ю.Н. Божко, заместители главы администрации Липецкой области А.Н. Никонов, к.э.н. Н.Ф. Тагинцев, председатель областной Думы Липецкой области П.И. Путилин, начальник департамента

природопользования и охраны окружающей среды Белгородской области А.Г. Панин, председатель избирательной комиссии Воронежской области В.Е. Селянин, председатель избирательной комиссии Липецкой области Ю.И. Алтухов, глава администрации Хлевенского района Липецкой области М.А. Лисов, глава администрации Россошанского района Воронежской области И.Г. Алейник, ленинский стипендиат факультета механизации сельского хозяйства глава администрации Кантемировского района Воронежской области В.В. Покусаев, глава администрации Бобровского района Воронежской области А.И. Балбеков, глава администрации Ольховатского района Воронежской области И.И. Резник, глава администрации Петропавловского района Воронежской области А.С. Собкалов, заместитель председателя Воронежского регионального отделения Общественно-государственного объединения «Всероссийское физкультурно-спортивное общество «Динамо» подполковник к.э.н. В.И. Соболев, ленинский стипендиат факультета механизации сельского хозяйства председатель совета директоров ООО «Масловский» Б.Ф. Трухачев, директор Нововоронежского мясокомбината к.э.н. В.И. Черноротов, председатель совета директоров «Воронежкомплект» А.В. Ермашов, первый заместитель генерального директора управляющей компании «ООО ЭкоНива-Техника Холдинг» к.т.н. Н.Е. Буравлев.

В последние годы агроинженерный факультет активно развивает международное сотрудничество. Ежегодно несколько наиболее успевающих студентов выезжают на производственную практику, а преподаватели и аспиранты – на стажировку и работу в Германию, Францию, Англию, Голландию и другие страны. За всю историю факультета работали в разных странах доценты П.Д. Третьяков, Д.Ф. Маньков, С.Т. Павленко, А.М. Масик, ассистент Е.С. Могилевский, профессора В.В. Василенко и Л.П. Яновский.

В состав факультета входят 11: кафедр, учебный парк машин и учебный полигон, учебные мастерские, лаборатория измерительных приборов, шесть компьютерных классов и научно-исследовательская лаборатория в выставочном комплексе. Преподавательский состав насчитывает 119 человек, в том числе 15 профессоров. Учебно-вспомогательный персонал составляет 63 человека. Аспирантура имеется при кафедрах тракторов и автомобилей, сельхозмашин, безопасности жизнедеятельности, высшей математики и теоретической механики, технического сервиса и технологии машиностроения, механизации животноводства и переработки сельскохозяйственной продукции, физики, электрификации, эксплуатации МТП.

На факультете работает диссертационный совет, в котором защищено 20 докторских и 219 кандидатских диссертаций. Из сотрудников

факультета защитили докторские диссертации В.В. Кузнецов, В.С. Воищев, В.П. Шацкий, О.И. Поливаев, К.Р. Казаров, В.В. Труфанов, Л.П. Яновский, В.И. Оробинский, В.В. Василенко, Е.А. Высоцкая, В.А. Гулевский; ученое звание профессора присуждено кандидату технических наук А.П. Дьячкову, звание почетного профессора ВГАУ присуждено д.т.н. профессору А.П. Тарасенко, д.т.н. профессору В.В. Василенко, д.ф.-м.н. профессору В.С. Воищеву, д.т.н. профессору В.П. Гребневу. Научно-исследовательская работа ведется по одной проблеме – «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации и электрификации сельскохозяйственного производства».

Ежегодно внедряется в производство 8-9 научных разработок, а за пятилетку 2010-2015 годов учеными факультета внедрено 15 разработок. За последние пять лет освоено средств на научно-исследовательскую работу около 7400 тыс. руб., в том числе по хоздоговорам – 6388 тыс. руб. Лучшие результаты были достигнуты в направлении разработки и постановки на производство предприятием «АкваСвар» профессором В.В. Василенко семейства плугов и комбинированного агрегата для отечественных тракторов, которые позволяют повысить качество обработки почвы и снизить затраты энергии при работе. Разработанные творческим коллективом под руководством профессоров А.П. Тарасенко и В.И. Оробинского новые высокопроизводительные зерноочистительные машины ОЗФ 50/25/10 и ОЗФ 80/40/20 выпускаются серийно на предприятии ООО «Оскол-Сельмаш» г. Новый Оскол Белгородской области. Это машины нового поколения, позволяющие получать семена пшеницы, ячменя за один проход с качественными показателями, соответствующими первому классу. Разработана двухфазная технология внесения навоза с разбрасывателем нового типа, обеспечивающая достаточную ширину захвата и высокую равномерность размещения (профессор А.П. Дьячков). Разработан новый пневмомагнитный способ сепарации семян трав. На кафедре «Механизация животноводства и переработки с.-х. продукции» разработаны измельчители ударно-центробежного типа, имеющие удельный расход энергии в 2…2,5 раза ниже, чем у молотковой дробилки.

Свои разработки и экспонаты на выставках «Русское Поле» – г. Аксай, «Русское Поле» – г. Белгород, «Золотая Осень» – г. Москва, «Агротехмаш», «Агробизнес Черноземья» представили профессора А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, В.П. Шацкий, В.В. Василенко, О.И. Поливаев, В.В. Труфанов, В.К. Астанин, Е.В. Пухов, А.П. Дьячков, Е.А. Андрианов, доценты А.Н. Беляев, А.М. Гиевский, В.А. Гулевский.

Факультет публикует один-два сборника научных трудов в год, кроме того, 50-60 наименований статей публикуется в различных журналах. За пятилетие 2010-2015 гг. учеными факультета издано 35 монографий, 3 учебника, 120 учебных пособий, пять сборников научных трудов, опубликованы 862 научные статьи.

Хорошо поставлено на факультете изобретательство. За эту же пятилетку получено 90 патентов, внедрено в производство 15 изобретений. Наилучшие показатели в изобретательной деятельности имеют кафедры сельскохозяйственных машин, механизации животноводства и переработки сельскохозяйственной продукции, тракторов и автомобилей, эксплуатации МТП.

В различных формах научно-исследовательской работы на факультете принимает участие более половины студентов, в основном старшекурсники и обучающиеся по программе магистров. Помимо общеуниверситетских научных студенческих конференций на кафедрах практикуются тематические научные конференции, ежегодные аттестации магистров и аспирантов, которые проходят интересно и эффективно.

Коллектив факультета оказывает большую помощь производству, подготавливая на коммерческой основе водителей автомобилей, повышая квалификацию специалистов по топливо-смазочным материалам и нефтехозяйству, специалистов по охране труда, оказывая консультативную помощь по внедрению новых технологий и средств механизации на полях и фермах. Ученые факультета выезжают на районные и областные семинары для специалистов сельского хозяйства с пропагандой научно-технических знаний, а иногда и с образцами своих экспериментальных машин и орудий. За последние годы особенно участились приглашения наших изобретателей для непосредственного запуска в производство разработанной ими техники и технологии (плуги с нетрадиционной схемой, новые доильные аппараты, технология термодиффузионного восстановления втулок, новая технология регенерации магнитного порошка и т.д.). Существенную помощь сельскому хозяйству факультет оказывает силами студентов-практикантов, аспирантов, обслуживающего персонала, посылая их для непосредственной работы на тракторах, комбайнах и в специализированных отрядах по уборке зерновых культур на высокопроизводительных импортных машинах. Только на производственной практике ежегодно работают механизаторами и механиками 150-200 студентов третьего и четвертого курсов.

Наряду с этим перед факультетом стоят огромные задачи:

– укрепление трудовой дисциплины;

– улучшение жилищно-бытовых условий преподавателей и студентов;

– омоложение кадрового состава факультета;

– увеличение зарплаты сотрудникам, повышение стипендии студентам;

– обновление и укрепление материально-технической базы факультета;

– создание инновационных малых предприятий;

– прорыв в научно-технической сфере: вся научно-исследовательская работа должна идти в инновационном направлении;

– создание совместно с сельскохозяйственными предприятиями и предприятиями сельхозмашиностроения инновационных научно-образова-тельных центров для изучения передового отечественного и зарубежного опыта;

– совершенствование конструкции и использования сельскохозяйственной техники и средств обслуживания и на этой основе повышение качества подготовки и переподготовки специалистов;

– функционирование научных кружков в каждом подразделении;

– создание проектно-конструкторского бюро на факультете;

– приобретение и иллюстрация материалов по наиболее интересным в мировой практике инновационным разработкам по профилю кафедр и факультета в целом;

– создание базовых хозяйств и филиалов для прохождения практик студентов на новой технике отечественного и зарубежного производства;

– облагораживание территорий, прилегающих к строениям факультета;

– забота о сотрудниках факультета;

– внедрение в производство разработок ученых факультета.

Опытный, сложившийся коллектив преподавателей факультета обеспечивает высокий уровень учебно-методической и научно-исследовательской работы.

Декан агроинженерного факультета,
доктор сельскохозяйственных наук,
профессор В.И. Оробинский

СЕКЦИЯ 1. ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

УДК 631.37

Оробинский В.И.[1], Соловьёв С.В.[2], Скурятин Н.Ф.[3]

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДОГРУЖАЮЩЕГО УСИЛИЯ ПРИЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА ПРИ ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ ПОДАЧЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В КУЗОВЕ ПОЛУПРИЦЕПА-РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ

[1]ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж
[2]ФГБОУ ВПО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова», г. Белгород
[3]ФГБОУ ВО «Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина», г. Белгород

Аннотация. В статье рассматривается транспортно-технологический агрегат в составе трактора МТЗ-80 и полуприцепа-разбрасывателя органических удобрений РОУ-6. Составлена аналитическая модель процесса опорожнения кузова при прямой и обратной подаче органических удобрений. Представлено сравнение теоретических и экспериментальных данных по изменению догружающего усилия на сцепное устройство трактора со стороны полуприцепа-разбрасывателя при прямой и обратной подаче. Определено максимальное и минимальное значение догрузки трактора при прямой и обратной подаче. Дана сравнительная оценка догружающего усилия прицепного устройства трактора для рассмотренных случаев.

Ключевые слова: трактор, полуприцеп-разбрасыватель, догрузка, прицепное устройство, сила, параметр.

Annotation. The article deals with transport and technology unit as part of MTZ-80 and semitrailer Manure spreading. Compiled by Skye-analytic model of the emptying of the body at the forward and backward in giving organic fertilizers. A comparison of theoretical and experimental data on the change effort reloaded on the coupling by the semitrailer tractor-spreader in the forward and reverse feed. Determine the maximum and minimum value of the additional load-ing the tractor forward and backward feed. A comparative assessment of the efforts reloaded hitch of the tractor for the cases examined.

Keywords: tractor, semi-spreader, additional loading, tow hitch, power setting.

Технологический процесс внесения органических удобрений кузовными разбрасывателями заключается в подаче планчатым транспортёром всего объёма удобрений к распределяющим рабочим органам (битерам), установленным в задней части кузова. При этом изменяется общий вес разбрасывателя и происходит смещение назад его центр масс, что ведёт к изменению крюкового усилия и догрузки на сцепное устройство трактора. С одной стороны буксование движителей трактора и часовой расход топлива должны снижаться, но уменьшение догрузки на сцепное устройство, которая в определённое время принимает отрицательное значение, не позволяет однозначно предсказать характер изменения этих параметров.

Исследуем догружающее усилие прицепного устройства трактора при прямой и обратной подаче органических удобрений в кузове полуприцепа-разбрасывателя и дадим сравнительную оценку этим вариантам.

Прямая (традиционная) подача органических удобрений в кузове разбрасывателя.

Составляем уравнение моментов относительно точки А (рис. 1),

$$(G_{пр} + Q_p^H - R_д^H) \cdot l_{об} + R_д^H \cdot l_p = Q_p^H \frac{l_k}{2} + G_{пр} \cdot l_ц . \quad (1)$$

Откуда находим

$$R_д^H = \frac{Q_p^H \frac{l_k}{2} + G_{пр} \cdot l_ц - (G_{пр} + Q_p^H) \cdot l_{об}}{l_p - l_{об}} . \quad (2)$$

Полученная зависимость (2) позволяет определить нагрузку со стороны полуприцепа-разбрасывателя на сцепное устройство трактора $R_д^H$ при номинальной его загрузке равной Q_p^H.

Представим грузоподъемность полуприцепа-разбрасывателя Q_p как произведение

$$Q_p = \frac{Q_p^H}{l_k} \cdot l_k = q \cdot l_k , \quad (3)$$

где q – удельный вес груза в кузове полуприцепа-разбрасывателя приходящийся на один метр его длины, кН/м;

Для текущего значения веса груза в кузове Q_{pi} его значение будет равно

$$Q_{pi} = \frac{Q_p^H}{l_k} \cdot l_i = q \cdot l_i , \quad (4)$$

где l_i – длина кузова полуприцепа-разбрасывателя, на которой размещен груз весом Q_{pi}.

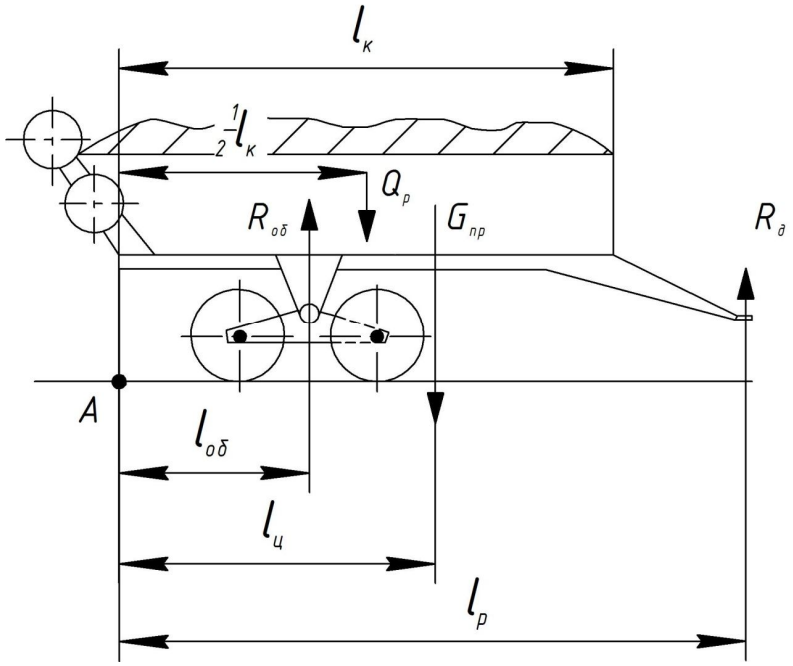


Рис. 1. Схема сил действующих на загруженный полуприцеп-разбрасыватель

Представим текущее значение длины кузова полуприцепа-разбрасывателя как произведение

$$l_i = l_k \cdot \lambda ,$$

здесь λ – доля длины кузова занятая грузом.

Тогда текущее значение веса груза в кузове запишется так:

$$Q_p = l_k \cdot \lambda \cdot q .$$

Составим уравнение моментов относительно точки А

$$R_{об} \cdot l_{об} + R_д^H \cdot l_р = Q_р \frac{l_k}{2} + G_{пр} \cdot l_ц \qquad (5)$$

или

$$(G_{пр} + q \cdot l_k \cdot \lambda - R_д^H) \cdot l_{об} + R_д^H \cdot l_р = q \cdot l_k \cdot \lambda \cdot \frac{\lambda \cdot l_k}{2} + G_{пр} \cdot l_ц ,$$

$$G_{пр} \cdot l_{об} + q \cdot l_k \cdot \lambda \cdot l_{об} - R_д^H \cdot l_{об} + R_д^H \cdot l_р = {l_k}^2 \cdot \lambda^2 \cdot \frac{q}{2} + G_{пр} \cdot (l_ц - l_{об}) .$$

После преобразований

$${l_k}^2 \cdot \lambda^2 \cdot \frac{q}{2} - q \cdot l_k \cdot \lambda \cdot l_{об} + G_{пр} \cdot (l_ц - l_{об}) + R_д^H \left(l_{об} - l_р \right) = 0 ,$$

$$A\lambda^2 - B\lambda + C = F(\lambda) , \qquad (6)$$

где $A = \frac{q}{2} l_k^2 ;\ B = q \cdot l_k \cdot l_{об} ;\ C = G_{пр} \cdot (l_ц - l_{об}) + R_д^H \left(l_{об} - l_р \right).$ (7)

Для условий, когда кронштейны колесного хода полуприцепа-разбрасывателя остаются в исходном положении, а передние колеса не подняты, решением уравнения (6) будет $\lambda = 1$.

Для агрегата грузоподъёмностью 6 тонн в составе разбрасывателя РОУ-6 [1] и трактора МТЗ-80 изменение догружающего усилия $R_д$ представлено на рис. 2.

Сходимость теоретических и экспериментальных значений достаточно высокая, средняя ошибка не превышает 2,95%.

В результате анализа выражений (6) и (7) установлено, что нагрузка на прицепное устройство трактора принимает отрицательное значение и достигает 2,45 кН при количестве груза в кузове разбрасывателя 2 тонны. Нулевое значение нагрузки на сцепное устройство трактора определили путём анализа зависимости $R_д(\lambda)$, когда догрузка $R_д = 0$, оно достигается при степени опорожнения кузова 0,62 и 0,08.

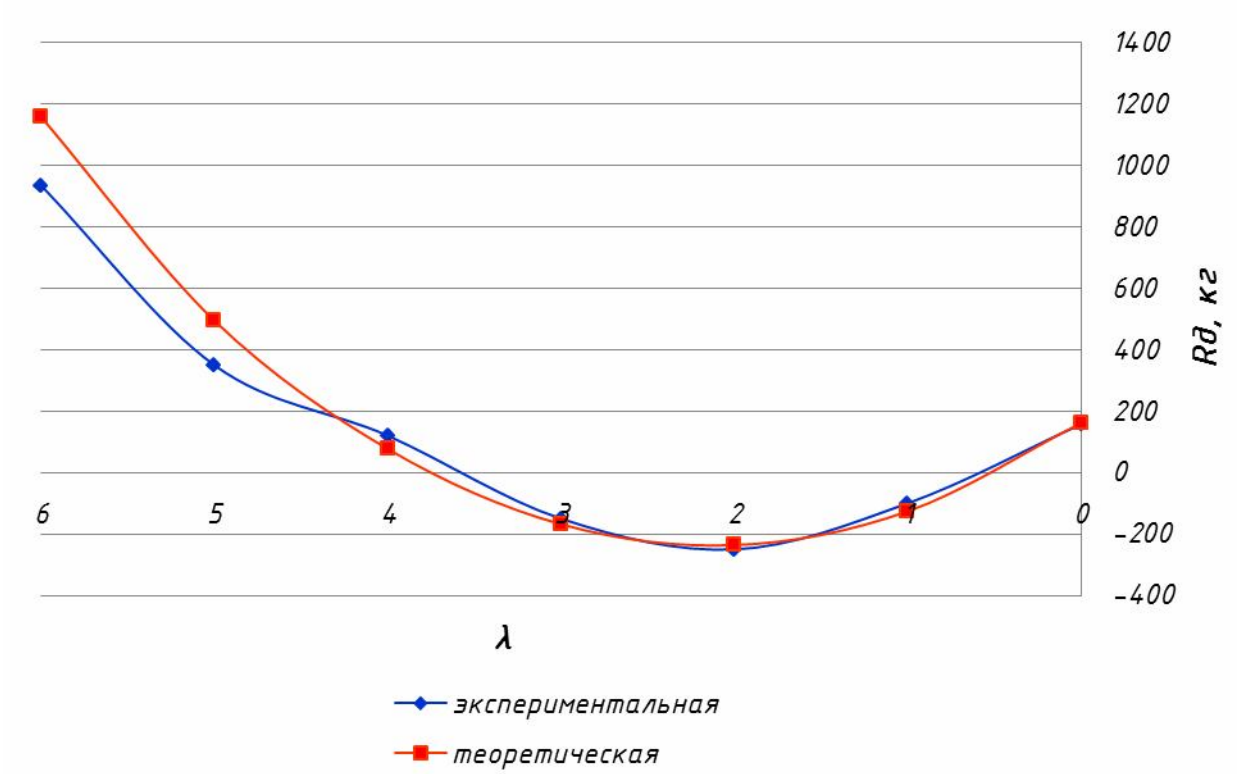


Рис. 2. Изменение догружающего усилия на сцепное устройство трактора (прямая подача)

Обратная (предлагаемая) подача органических удобрений в кузове разбрасывателя.

В рассматриваемом случае опорожнение кузова происходит с задней его части, поэтому количество груза, находящегося в кузове за осью балансиров, не уравновешивается таким же количеством груза, находящегося перед осью балансира, в результате чего центр тяжести груза, оставшегося в кузове, смещается вперёд ближе к сцепному устройству трактора, а это ведёт к возрастанию догружающего усилия.

Составим уравнения моментов сил, действующих на полуприцеп-разбрасыватель относительно точки А (рис.3) и установим зависимость

изменения догружающего прицепного устройства трактора $R_д$ от степени опорожнения кузова.

Выражение грузоподъемности полуприцепа-разбрасывателя Q_p будет иметь вид аналогичный (5), только представим в виде

$$Q_p = q \cdot l_k (1 - \lambda_1),$$

а плечо l_a приложения силы равной Q_p формулой

$$l_a = \frac{1}{2} l_k (1 - \lambda_1).$$

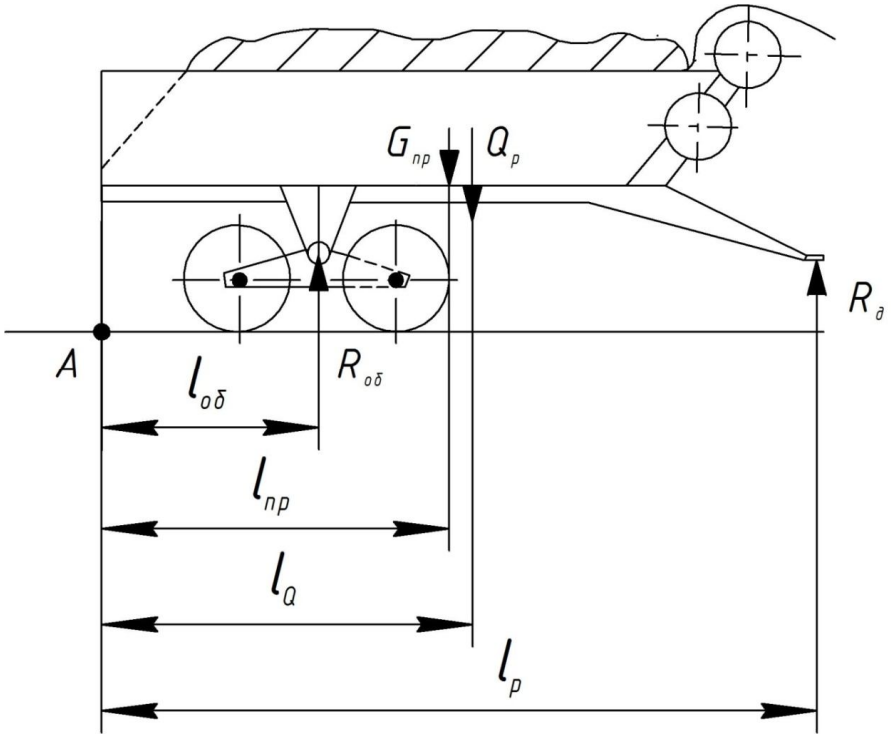


Рис. 3. Схема сил, действующих на полуприцеп-разбрасыватель при обратной подаче органических удобрений

Тогда выражение (5) примет вид

$$\left[G_{пр} + q \cdot l_к (1 - \lambda) - R_д \right] l_{об} + R_д l_k = G_{пр} \cdot (l_ц - l_{об}) + q \cdot l_k \cdot (1 - \lambda) \frac{1}{2} l_k (\lambda + 1). \quad (8)$$

После преобразований получаем

$$G_{пр} (l_{об} - l_ц) + q \cdot l_к (1 - \lambda) l_{об} - q \cdot \frac{l_k^{\,2}}{2} \cdot (1 - \lambda) = R_д \cdot (l_{об} - l_р). \quad (9)$$

Откуда

$$R_д = \frac{G_{пр} (l_{об} - l_ц) + q \cdot l_к (1 - \lambda) l_{об} - q \cdot \frac{l_k^{\,2}}{2} \cdot (1 - \lambda)}{(l_{об} - l_р)}. \quad (10)$$

Здесь l_a – плечо приложения веса органических удобрений, оставшихся в кузове полуприцепа-разбрасывателя относительно точки А, м.

Для агрегата грузоподъёмностью 6 тонн в составе разбрасывателя РОУ-6 [1] и трактора МТЗ-80 анализ зависимости (10) показывает, что догружающее прицепное устройство трактора силы имеет экстремум, это хорошо видно на рис. 4.

Сходимость теоретических и экспериментальных данных высокая, ошибка опыта не превышает 3,92%.

Исследование на экстремум зависимости $R_o(\lambda)$ показало, что максимальное значение догрузки соответствует степени опорожнения кузова равное $\lambda = 0,66$, при этом превышение над номинальным значением догружающего усилия равного $R_o^H = 10,86кН$ составляет $3,9кН$. Это может нарушить управляемость трактора.

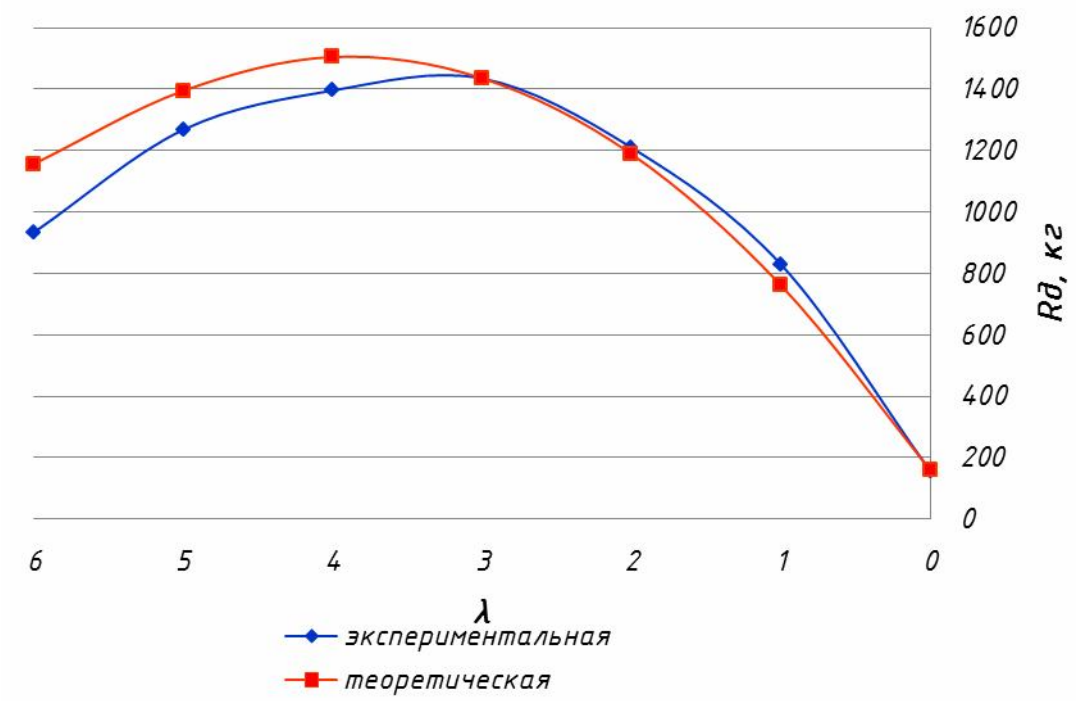


Рис. 4. Изменение догружающего усилия на сцепное устройство трактора (обратная подача)

Оценивая полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

– догружающее усилие прицепного устройства трактора при прямой подаче органических удобрений в кузове полуприцепа-разбрасывателя принимает отрицательное значение и достигает 2,45 кН при количестве груза в кузове разбрасывателя 2 тонны;

– догружающее усилие прицепного устройства трактора при обратной подаче органических удобрений в кузове полуприцепа-разбрасывателя превышает номинальное значение $R_o^H = 10,86кН$ на $3,9кН$ при количестве груза в кузове разбрасывателя 3,96 тонны.

Данные результаты указывают на необходимость изыскания технических решений, позволяющих исключить образования как отрицательных, так и превышающих номинальные величины значений догружающей сцепное устройство трактора силы.

Список литературы

1. Сельскохозяйственная техника. Каталог-дополнение. Ч. 1, части I-II / под редакцией Л. П. Кормановского. – М., 1993. – С. 56.

УДК 631.632.3

Тарабрин Д.С., Тарасенко А.П.

НАПРАВЛЕНИЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье приведен состав комбайнового вороха пшеницы сорта «Крастал» урожая 2015 г., убранного в Воронежской области. Отмечена актуальность и направление совершенствования аспирационных систем зерноочистительных машин.

Ключевые слова: зерноочистительная машина, зерно, ворох, аспирация.

Annotation. The article shows the composition Combine heap of wheat varieties "Krastal" Harvest 2015 harvested in the Voronezh region. The urgency and the direction of improving the aspiration systems winnowing machines.

Keywords: grain cleaning machine, grain, heap, aspiration.

Основной задачей АПК, на сегодняшний день, является наращивание производства зерна. Основным условием получения высокого валового сбора урожая является своевременная и качественная послеуборочная обработка зерна.

Ворох зерновых культур, поступающих от зерноуборочных комбайнов, представляет собой смесь полноценного, мелкого и щуплого зерна основной культуры, семян различных культур и сорных растений, а также примеси органического и неорганического происхождения. Наличие сорняков, щуплых и битых зерен, а так же других органических примесей в свежеубранном зерновом ворохе приводит его к самосогреванию, а, следовательно, к порче. В связи с этим комбайновый ворох необходимо оперативно направлять на его послеуборочную обработку [4,5,9].

Для примера: комбайновый ворох пшеницы сорта «Крастал» урожая 2015 года, убранного в Воронежской области, содержит от 78% до

89 % полноценных зерновок, до 0.2% различных засорителей, от 3% до 7% невыполненных зерновок, количество дробленого зерна около 7% и 4-7% зерновок поврежденных болезнями и вредителями.

На данный момент основу послеуборочной обработки зерна составляют двухаспирационные воздушно-решетные зерноочистительные машины. Данные машины получили широкое распространение в нашей стране из-за своей универсальности. Такие сепараторы могут применяться как для предварительной очистки зерна, так и для основной. На них успешно подготавливается товарное зерно, так же на них можно при определенных условиях подготовить и семенной материал [3, 6].

Современные воздушно-решетные сепараторы имеют две аспирации. Первая аспирация осуществляет предварительную очистку вороха от наиболее легковесных и крупных примесей (шелуха, листья, солома и т.п.), облегчая дальнейшую работу решетного стана и второй аспирации.

Обработка зернового вороха в канале второй аспирации является конечной операцией, после которой зерно должно отвечать требованиям к качеству товарного зерна. В связи с этим, повышение эффективности работы второй аспирации является актуальной задачей совершенствования аспирационных систем зерноочистительных машин.

В большинстве двухаспирационных зерноочистительных машин вторая аспирация выполнена в виде вертикального пневмосепарирующего канала. Зерно, прошедшее очистку на решетном стане подается в данный канал и падает под собственным весом. Восходящий воздушный поток, проходя через зерновую массу, выносит из нее легковесные примеси. Из-за несовершенства конструкции зерно равномерно не распределяется по площади канала, и воздух проходит в холостую (т.е. там, где нет зерна), не очищая зерно, следовательно, качество очистки зерна снижается.

Для повышения качества очистки зерна во второй аспирации в некоторых машинах стали использовать подканальные сетки. Такая конструкция способствует равномерному распределению зернового вороха и выравниванию скорости воздушного потока по площади канала, а соответственно повышению качества очистки зерна.

Данное решение позволяет выделять большее количество примесей, но подканальная поверхность создает сопротивление, которое при сохранении необходимой для сепарации скорости воздуха увеличивает энергозатраты. Также используемые аспирационные сетки очень чувствительны к перегрузке зерном. С повышением зерновой нагрузки наблюдается резкое падение скорости воздушного потока, а воздух, прорывающийся через верхние слои материала уносит значительное коли-

чество полноценного зерна. При толщине слоя 15 – 20 мм сетка становится непреодолимой для воздуха. При этом в канале образуется разряжение или же происходит подсос воздуха через боковые зазоры [1, 6].

Уйти от данных конструкций при сохранении качества сепарации в канале второй аспирации помогут исследования траектории схода зерновой массы в канал аспирации. По данным исследований некоторых ученых (П.Н Платонов, А. И. Папченко, Б. И. Зюзьков, З. Х. Ицекзон, А. С. Матвеев, С. С. Шкляров) частицы, поданные в канал, имеют начальную скорость, близкую к нулю, а их траектории представляют собой прямые линии, направленные вверх или вниз из точки первоначального положения. Другие же ученые (А. Я. Малис, В. В. Гортинский, А. Б. Демский и др.) исследовали подачу зернового вороха в канал аспирации с питающих устройств. По их данным зерно, подаваемое в канал, имеет начальную скорость, характеризуемую величиной и направлением.

А.Б. Демский и В.В. Гортинский в своих работах [2] указывают конкретные данные по совершенствованию пневмосепарирующего канала. Рациональные параметры вертикального прямоугольного пневмосепарирующего канала имеют угол и скорость ввода зернового материала $\alpha=0...+10^{\circ}$, $V_{ввода}=0,2...0,5$ м/с, оптимальная глубина канала $h=0,13...0,16$ м. при удельных нагрузках от 50 до 150 кг/(см·ч) и 0,20 м. для высокопроизводительных машин (150...250 кг/(см·ч)). Также они отмечают, что разработка новых конструкций пневмосистем связана с новыми типами приемно-распределительных устройств (вибролотков, аэрожелобов, питающих валиков и т.д.) и совершенствованием зоны сепарирования канала.

На рис. 1 [7,8] представлены конструкции пневмосепарирующих каналов. В данной конструкции вращающийся питатель позволяет придавать начальные скорость и угол ввода зерновой массы в пневмосепарирующий канал, что предполагает повышение качества очистки зернового материала и снижение потерь полноценного зерна в отходы с легкими примесями.

Использование вращающихся питателей может стать причиной повышенного микротравмирования семенного материала, что в свою очередь, приведет к снижению товарных и посевных качеств обработанного материала.

На основе вышеописанных исследований на кафедре «Сельскохозяйственные машины» Воронежского ГАУ предложено техническое решение питающего устройства, которое позволит предать зерновому вороху при вводе в канал начальную скорость и направление, что позволяет изменить траекторию движения частиц и равномерно распределить зерновую массу по площади канала.

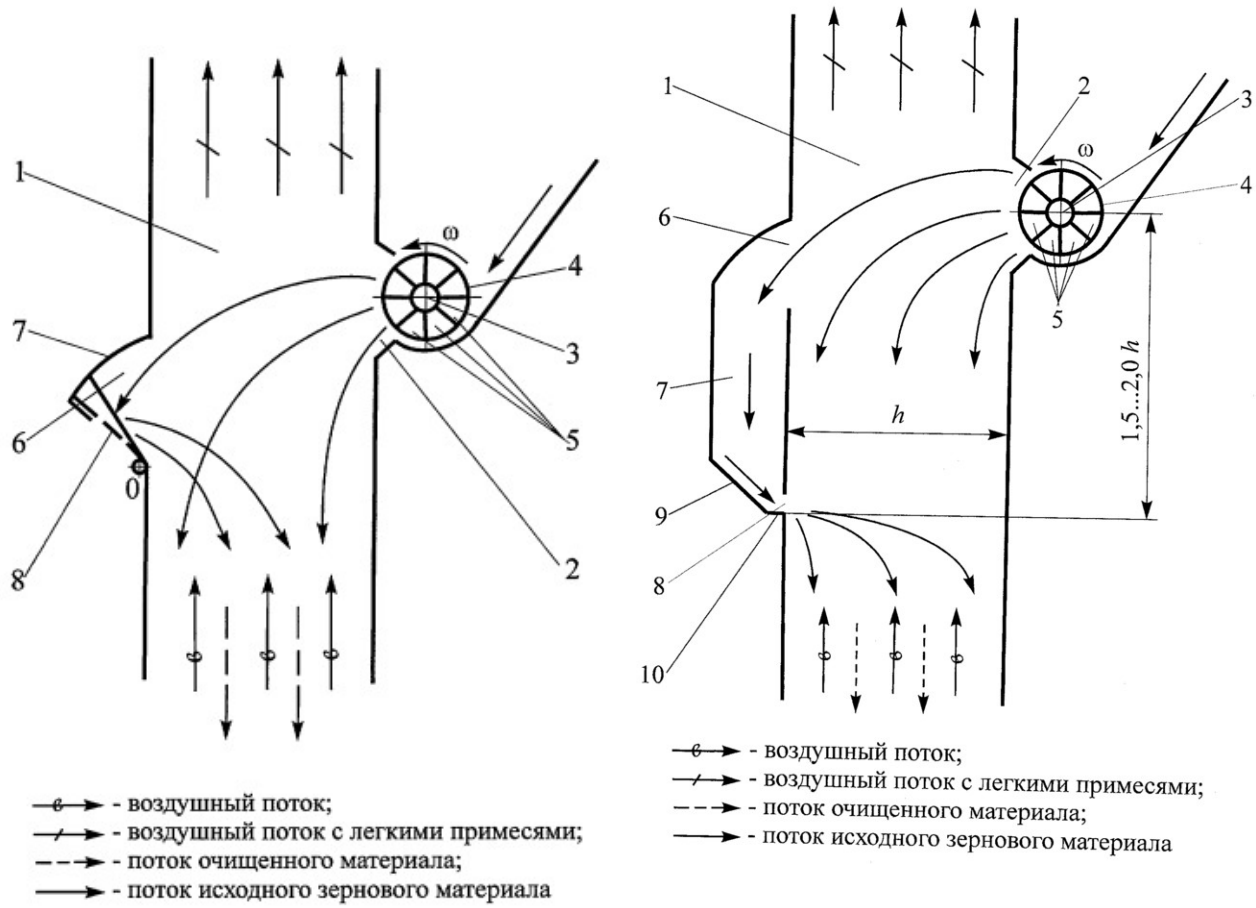


Рис. 1. Пневматические сепараторы:
1 – вертикальный пневмосепарирующий канал; 2 – поперечное окно; 3 – вал питателя; 4 – питатель; 5 – наружная цилиндрической поверхность питателя; 6 – рабочая камера; 7 – верхняя стенка рабочей камеры; 8 – скатная доска

Список литературы

1. Андренко, Г.П. Пути улучшения качества работы аспирационных каналов зерноочистительных машин [Текст] / Г.П. Андренко // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1960. – № 6. – С. 16-18.

2. Гортинский, В. В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях [Текст] / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин – М.: Колос, 1980. – 304 с.

3. Дринча, В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки [Текст] / В.М. Дринча. – Воронеж: НПО «МОДЭК», 2006. – 384 с.

4. Казаков, Е. Д. Зерноведение с основами растениеводства [Текст] / Е.Д. Казаков. – М.: Колос, 1983. – 352 с.

5. Лукинов, Г.И. Обоснование технологии и технических средств для сепарации зерновых отходов: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Лукинов Георгий Ильич. – Ростов н/Д., 2004. – 262 с.

6. Нелюбов, А.И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин [Текст] / А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров. – М.: Машиностроение, 1977. – 190 с.

7. Пат. 2392064 Российская Федерация, МПК B07B4/02; A01F12/44. Пневматический сепаратор / В.Е. Саитов, Н.П. Сычугов, И.Н. Лямшин; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Вятская государственная сельскохозяйственная академия". – № 2009115380/03; заявл. 22.04.09, опубл. 20.06.10. – 4 с.

8. Пат. 2465073 Российская Федерация, МПК B07B 4/02; A01F 12/44. Пневматический сепаратор / В.Е. Саитов, В.Г. Фарафонов, С.В. Синяков; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Вятская государственная сельскохозяйственная академия". – № 2011118005/03; заявл. 04.05.2011, опубл. 27.10.2012. – 6 с.

9. Урюпин, С. Г. Аэродинамические свойства компонентов зернового вороха пшеницы [Текст] / С.Г. Урюпин // Докл. ТСХА. – М., 1980. – Вып. 259. – С. 133-136.

УДК 631.356.4:631.243.42

Плахов С.А., Алакин В.М.

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ВИБРОРОТАЦИОННОЙ СОРТИРОВКИ КАРТОФЕЛЯ

Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, г. Калуга

Аннотация. Рассмотрены рабочие операции и взаимодействие пальцевых роторов с клубнями картофеля в технологическом процессе виброротационной сортировки. Обоснованы рабочие параметры роторов, при которых отсутствует отрыв клубней от рабочей поверхности при движении по ней. Отмечены особенности конструкции рабочей поверхности. Приведены основные показатели сортировки и результаты её испытаний.

Ключевые слова: картофель, виброротационная сортировка, пальцевые роторы, сортирование, амплитуда и частота вибрации, роторные валы.

Abstract. The technological process of the vibro-rotational grader combining separation of soil impurities and grading of tubers are considered.

Principal parameters and features of a design of the work surface are specified. The little influence of size of bending of a finger of a rotor for the accuracy of grading was determined on the basis of the examination of the interaction of the fingers of the rotors with the tubers. Principal working indices of the grader are given.

Keywords: potatoes lots, vibro-rotational grader, finger vibro-rotors, separation of impurities, grading, bending of a finger, low level of tuber damages, the accuracy of grading.

Картофель относится к важнейшим сельскохозяйственным культурам, производимым во всем мире и в России. В настоящее время потребительская актуальность картофелеводства увеличивается, поэтому для повышения конкурентоспособности и экономической эффективности производства картофеля необходимо внедрение прогрессивных технологий, сопровождаемых высокоэффективным технологическим оборудованием, адаптированным к хозяйственным и почвенно-климатическим условиям России.

Одним из основных показателей работы оборудования для послеуборочной доработки картофеля, наряду с точностью сортирования, уровнем механических повреждений и полнотой сепарации примесей, является производительность. Повысить ее возможно за счет увеличения подачи, ширины и длины рабочей поверхности, увеличения площади живого сечения калибрующих отверстий или применением различных интенсификаторов процесса [3, с. 288-310]. В тоже время, при значительном увеличении подачи клубни могут перемещаться по сортирующей поверхности более чем в один слой. При этом многие калибрующие отверстия могут быть перекрыты и вероятность прохождения через них клубней верхнего слоя снижается. Увеличение ширины и длины рабочей поверхности повышает материалоэнергоемкость оборудования и его стоимость.

Перспективным направлением повышения производительности сортирующих устройств может являться процесс более интенсивного рассредоточения клубней и уменьшения времени пребывания их над калибрующим отверстием, то есть время, в течение которого произойдет сравнение размера клубня, по которому происходит сортирование с размером калибрующего отверстия. Это обеспечивается направленным ориентированием клубня соответствующим размером (ширина, толщина, S – размер) над калибрующим отверстием. Ориентирование клубней может носить вероятностный характер за счет перемещения их с отрывом от рабочей поверхности или путем направленного ориентирова-

ния клубней непосредственно рабочими органами при минимальном относительном перемещении [1, с. 349].

В Калужском филиале МГТУ им. Н.Э. Баумана разработана и апробирована универсальная виброротационная сортировка для доработки картофеля машинной уборки в изменяющихся производственных условиях (рис. 1). Конструкция сортировки защищена патентом России [4].

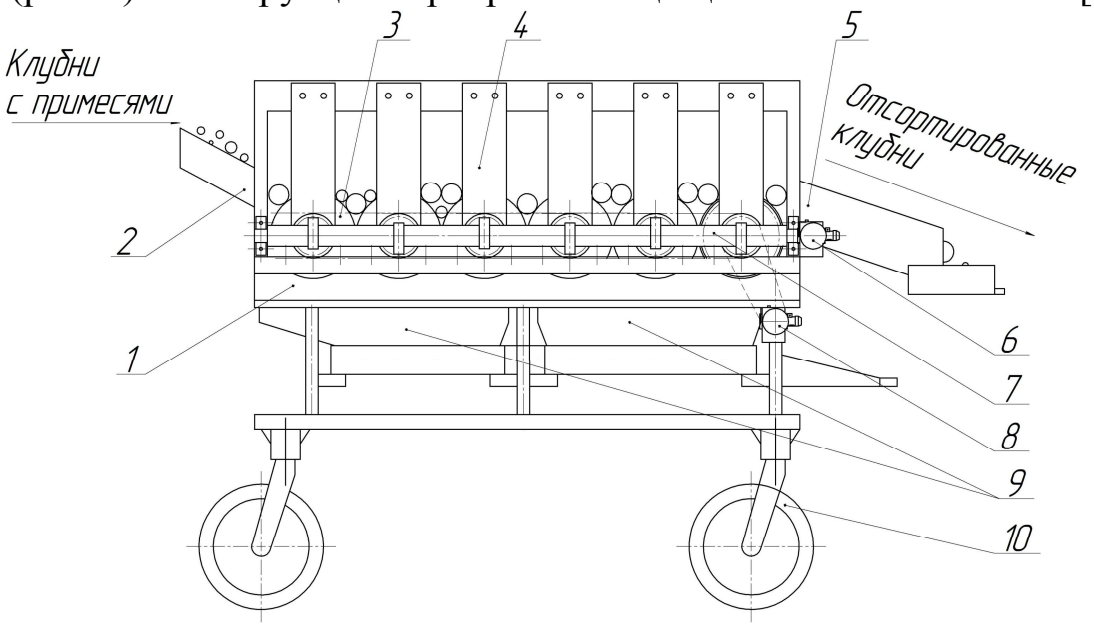


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема виброротационной сортировки: 1 – рама; 2 – приемный лоток; 3 – валы с вибророторами; 4 – упругие крепления валов с вибророторами; 5 – скатной лоток с затаривающим устройством; 6 – вибропривод; 7– эксцентриковый вал вибропривода; 8 – мотор-редуктор; 9 – выгрузные лотки; 10 – самоустанавливающиеся опорные колеса

Сортировка предназначена для полнооперационной доработки вороха картофеля или малооперационной – без сортирования на фракции путем настройки только на сепарацию примесей и мелких клубней. На работу по указанным вариантам сортировку настраивают путем регулировки зазоров между пальцевыми вибророторами рабочей поверхности, а также изменения частоты вращения ротационных валов.

Рабочая поверхность сортировки состоит из батареи параллельно расположенных вращающихся в одну сторону и одновременно вибрирующих в поперечном направлении валов с вибророторами. Ротационный вал с вибророторами представлен на рис. 2.

Основная технологическая особенность данного устройства заключается в совмещении на одной рабочей поверхности операций выделения примесей и сортирования клубней, а также в обеспечении непосредственного межоперационного перехода клубней с участка сепарации на участки сортирования. Разработан бесступенчатый механизм

регулирования сепарирующих и калибрующих зазоров между вибророторами в пределах от 20 до 60 мм. Основные параметры сортирующей поверхности соответствуют приведенным в [2, с. 30].

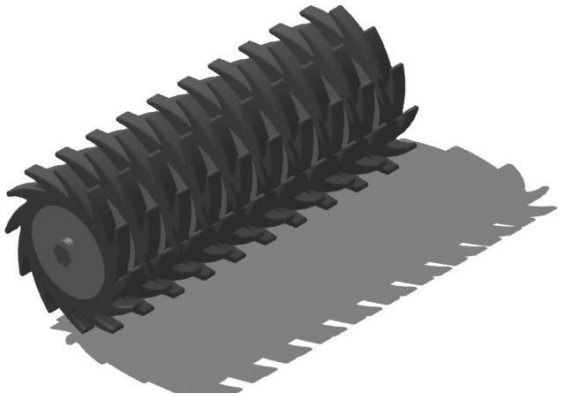
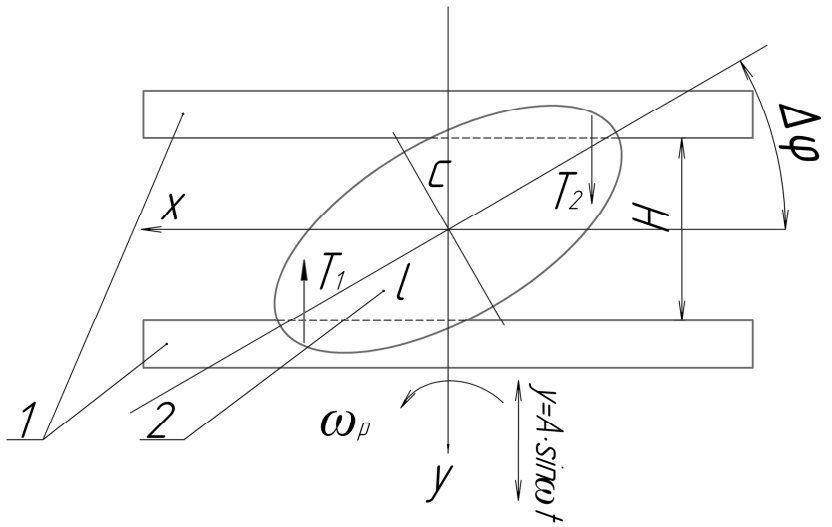


Рис. 2. Общий вид ротационного вала

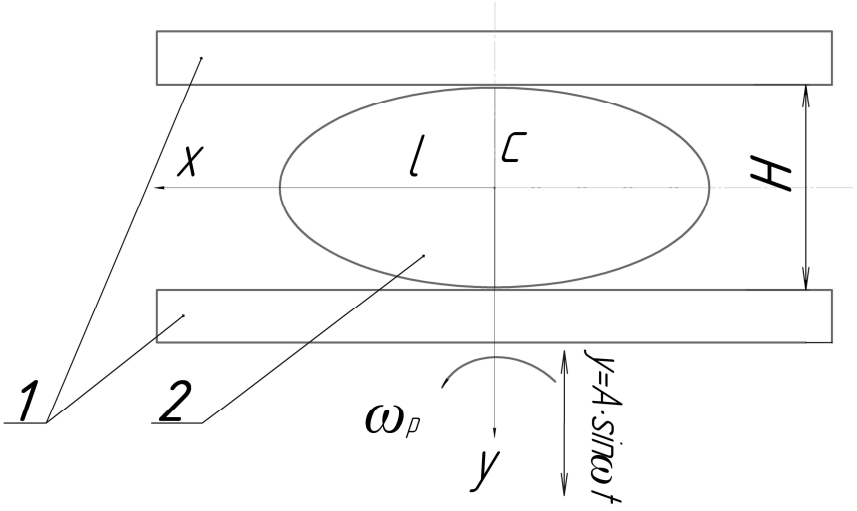
Конструкция сортирующей поверхности предполагает сортирование клубней по толщине в щелевые отверстия, образованные между соседними вибророторами, расположенными на одном валу. Вибророторы соседних рядов установлены в шахматном порядке без перекрытия. В этом случае увеличивается живое сечение рабочей поверхности, исключается защемление и выдавливание клубней в щелевые отверстия. Сортирование в щелевые отверстия подразумевает возможность направленного ориентирования клубней.

Для осуществления активного направленного ориентирования клубня, находящегося на сортирующей поверхности, к нему необходимо приложить дополнительно силу или момент. Вибрационное воздействие на клубень со стороны вибророторов создает момент сил относительно центра клубня, что приведет к его направленному повороту и ориентированию относительно калибрующего отверстия и снизит силы внутреннего трения между клубнями и рабочими органами. При этом амплитуда и частота вибрации вибророторов не должны привести к отрыву и хаотичному перебрасыванию клубней в поперечном направлении. Таким образом, для ускорения процесса ориентации клубней, и как следствие, повышения производительности и точности сортирования необходим его ограниченный поворот при минимальном смещении центра масс клубня относительно центра калибрующего отверстия.

Процесс направленного ориентирования возможен при безотрывном перемещении клубней, поэтому примем следующие допущения, клубень захватывается соседними вибророторами и скольжение по ним отсутствует, форму клубня примем виде эллипсоида с полуосями: l – длина, м; c – толщина клубня, м (рис. 3 вид сверху).



а)



б)

Рис. 3. Положение клубня над калибрующим отверстием:
а) до начала ориентирования; б) после ориентирования;
1 – вибророторы; 2 – клубень

Наибольшее возмущение клубень получает вокруг оси z – главные центральные оси эллипсоида не совпадают с осью калибрующего отверстия, т.е. клубень расположен длинной осью l не вдоль калибрующего отверстия, а под некоторым углом $\Delta\varphi$, точки контакта относительно центра тяжести, и боковые реакции образуют пару сил с моментом

$$M = -T \cdot H / tg\Delta\phi, \qquad (1)$$

где T – суммарная сила, действующая на клубень со стороны вибророторов, H $(T = T_1 + T_2)$.

Так как момент реакций направлен против угла отклонения, его можно считать восстанавливающим, т.е. возвращающим в положению устойчивого движения. Следовательно, вибрационное воздействие на клубни в поперечном направлении со стороны вибророторов, образую-

щих щелевое калибрующее отверстие, будет создавать момент, способствующий процессу активного направленного ориентирования клубней.

Параметры поперечных вибрационных колебаний вращающихся вибророторов определили при условии, что ворох картофеля и отдельные клубни перемещаются устойчиво с частичной боковой подвижностью относительно вибророторов без подбрасывания.

Рассмотрим положение клубня над калибрующем отверстием. При контакте с вибророторами (рис. 4) он испытывает периодические вибрационные воздействия, направленные по оси y.

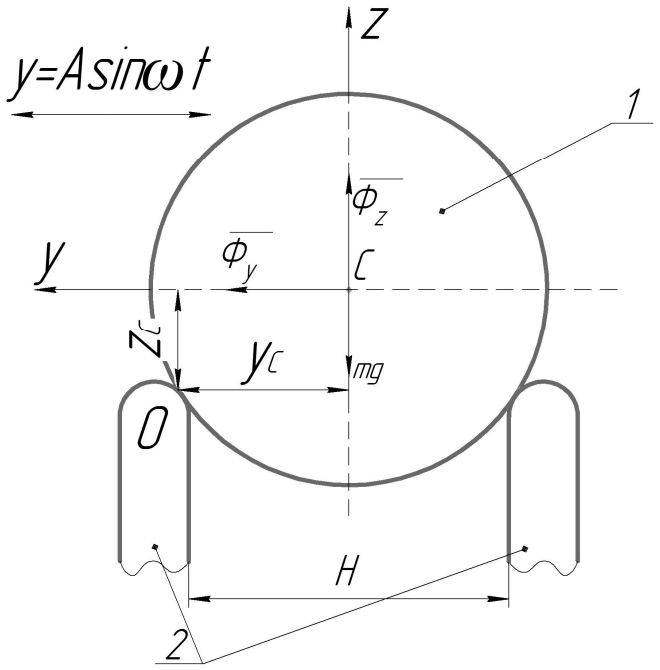


Рис. 4. Силы, действующие на клубень при вибрации:
1 – клубень; 2 – вибророторы, образующие калибрующее отверстие

Для того чтобы, клубень находился над калибрующим отверстием необходимо определить предел максимального возмущения воспринимаемого им со стороны вибророторов, не допускающее отрыв и боковое перемещение клубня на соседние калибрующие отверстия.

С учетом того, что вибрационная сила воздействует на клубень по закону

$$y = A\sin\omega_в t\,, \tag{2}$$

Максимальная сила инерции, действующая на клубень по оси y и z будет

$$\Phi_y = m \cdot A \cdot \omega_в^2, \tag{3}$$

$$\Phi_z = m \cdot A \cdot R_p^2 \tag{4}$$

где m – масса клубня, кг; A – максимальная амплитуда вибрации, м; $\omega_в$ – угловая частота вибрации, c^{-1}; R_p – радиус виброротора, м.

Условие, при котором отсутствовало бы перемещение клубня на соседние вибророторы, можно определить из уравнения моментов, действующих на него относительно точки О

$$M_0 = \Phi_y \cdot z_c - (mg - \Phi_z) \cdot y_c < 0, \quad (5)$$

Преобразуя выражение (5) получим

$$\Phi_y < \frac{y_c}{z_c}(mg - m \cdot \omega_p^2 \cdot R_p), \quad (6)$$

где y_c – расстояние, по оси y, от центра клубня до точки контакта с поверхностью виброротора, м; z_c – расстояние, по оси z, от центра клубня до точки контакта с поверхностью виброротора, м.

В результате преобразования определили частоту вибрации вибророторов, при которой клубень останется в пределах калибрующего отверстия

$$\omega_в < \sqrt{\frac{\frac{y_c}{z_c}(g - \omega_p^2 \cdot R_p)}{A}}. \quad (7)$$

Согласно условию безотрывного перемещения клубней по сортирующей поверхности и выполнения условия ориентирования их вибророторами, центр клубня клубень должен располагаться как можно ниже между вибророторами. Минимальные значения, при которых выполняется это условие согласно натурным измерениям, соответствует отношению $\frac{y_c}{z_c} = 1{,}5$. Подставляя численные значения в полученное выражение определим максимальное значение угловой частоты вибрации, при котором будет отсутствовать отрыв клубня от поверхности вибророторов

$$\omega_в = \sqrt{\frac{1{,}5 \cdot (9{,}8 - 5^2 \cdot 0{,}1)}{0{,}003}} = 60{,}4 \ \ c^{-1},$$

что в переводе составляет $\upsilon = 9{,}6$ *Гц*.

Исследования виброротационной сортировки в производственных условиях показали обеспечение устойчивого перемещение и эффективное сортирование вороха картофеля. В процессе полнооперационной обработки полнота сепарации примесей составила 95 %, точность сортирования 92 % при подаче $q = 3{,}8 кг/с$ (13,7 т/ч). По второй схеме полнота сепарации 98 % при подаче $q = 5 кг/с$ (18 т/ч), повреждения клубней до 1,5 %. Применение вибрации повысило качество технологиче-

ских процессов на 17…24 % по сравнению с использованием данной сортировки без вибрации.

Подтверждена технологическая надежность виброротационной сортировки при обработке вороха повышенной влажности до 35 % и содержании почвенных и растительных примесей до 40 %. Рабочая поверхность самоочищается, отсутствует налипание почвы и забивание комками рабочих отверстий сортировки.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела. – 1981.

2. Колчин, Н.Н. Взаимодействие клубней с рабочей поверхностью виброротационной сортировки [Текст] / Н.Н. Колчин, В.М. Алакин, С.А. Плахов // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2014. – № 2. – С. 29 – 34.

3. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Сельскохозяйственные машины и оборудование Т. IV – 16 / И.П. Ксеневич, Г.П. Варламов, Н.Н. Колчин и др.; под ред. И.П. Ксеневича, 1998. – 720 с.

4. Пат. 2489067 Российская Федерация МПК A23N. Установка для послеуборочной обработки плодоовощной продукции (варианты) / В.М. Алакин, С.А. Плахов, С.П. Верещака; заявитель и патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью «Центр инноваций и молодежного предпринимательства «Калужский бауманец» (RU). – №2011150170; заявл. 09.12.2011; опубл. 10.08.2013, Бюл. № 22. – 13 с.

УДК 629.114.2

Сидоров В.Н., Сидоров М.В.

УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ В СОСТАВЕ МОДУЛЬНОГО ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», г. Калуга

Аннотация. В статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований технологического модуля в составе модульного энерготехнологического средства. Анализ экспериментальных данных методами статистической динамики подтвердил, что технологический модуль служит упругодемпфирующим элементом, воспринимающим на себя наиболее существенную часть колебаний, возникающих в результате взаимодействия рабочего орудия сельскохозяйственной машины с почвой.

Ключевые слова: технологический модуль, модульное энерготехнологическое средство, демпфирование, спектральная плотность, корреляционная функция

Abstract. The article considers introduction of Laboratory and field experiments on prototype of the technological module as a part of the modular power technological means. The analysis of the experiment results based on methods of statistical dynamics confirms that the technological module serves as a damping element and undertakes the most significant part of the fluctuations resulting from interaction of the implement with the soil.

Key words: laboratory and field testing, technological module, modular power technological means, damping, spectral density, correlation function.

Для повышения универсальности энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторов прибегают к их балластированию или применению третьего подкатного моста с приводом активных колес от ВОМ трактора (технологического модуля) [1]. Основное назначение технологического модуля (ТМ) состоит в создании дополнительной силы тяги за счет использования «излишка» мощности двигателя энергонасыщенного трактора. Побочным его свойством являются демпфирование горизонтальных колебаний, создаваемых силой сопротивления сельскохозяйственного орудия. Гашение колебаний осуществляется эластичностью пневматических шин колес и инерционностью массы ТМ. Исследование упругодемпфирующих свойств ТМ представляет определенный интерес, потому что могут существенно снижать динамическую нагрузку на трансмиссию и двигатель, а также повышать виброзащищенность тракториста [2]. Настоящая статья посвящена этому вопросу.

Для проведения физических опытов был изготовлен образец МЭС. Технологический модуль, изготовленный на базе ведущего моста трактора Т-150К, соединен с трактором МТЗ-82 (энергетическим модулем), образуя модульное энерготехнологическое средство МЭС-100. В передней части транспортно-технологический модуль оснащен стандартным навесным устройством трактора класса 1,4 для соединения с механизмом навески энергетического модуля. В задней части технологический модуль имеет механизм навески, унифицированный с механизмом навески трактора Т-150К.

Привод ходовой части технологического модуля осуществляется от синхронного ВОМ энергетического модуля через карданную передачу и согласующий редуктор ТТМ, обеспечивающий равенство окружных скоростей ведущих колес энергетического и технологического модулей. В процессе движения рычаг управления гидроцилиндром навесного устройства устанавливается в «плавающее» положение, что обес-

печивает удовлетворительное копирование неровностей почвы трехосной ходовой системой в продольно-вертикальной плоскости.

Исследование упругодемпфирующих свойств технологического модуля проводилось при выполнении технологической операции рыхления почвы тяжёлой дисковой бороной БДТ-10. Для регистрации данных, поступающих от датчиков использовался аналогово-цифровой преобразователь фирмы National Instruments, представляющий собой блочно-модульную систему с несущим шасси с DAQ-9172, восемью слотами для модулей и USB-разъёмом для подключения к ноутбуку.

Данная измерительная система позволяла вести запись в цифровой форме на ноутбук в режиме реального времени без необходимости предварительной аналоговой фильтрации с высокими частотами дискретизации, достигающими 2000 Гц. Обоснование применения разработанного измерительного комплекса заключается в необходимости фильтрации данных на этапе обработки, а не на этапе записи. Это позволяет более детально исследовать все частотные составляющие сигнала и проводить статистический анализ, исходя из условий постановки задачи.

В течение опытов непрерывно и синхронно записывались на ноутбук следующие параметры МТА на основе МЭС:

- тяговые усилия, действующие на нижние оси механизмов навесок энергетического и технологического модулей в горизонтальной плоскости, кН;

- моменты на правом и левом задних колесах энергетического и на правом и левом колесах технологического модуля.

Измерение тяговых сопротивлений энергетического и технологического модулей производилось путем замера продольных сил, параллельных направлению движения, действующих на нижнюю ось навесных устройств. При этом оценка усилий, действующих на нижнюю ось навески, осуществлялась замером деформаций от изгибающих моментов на оси в горизонтальной плоскости. Для этой цели на оси делались проточки, на которых выполнялись площадки в вертикальной плоскости для наклейки проволочных тензорезисторов. Наклейка последних позволила измерить составляющую усилия, которым нагружены нижние тяги навески, в горизонтальной плоскости, независимо от угла наклона тяг к плоскости пути. Для исключения ошибки от изменения точки приложения силы, через тяги нагружающую нижнюю ось, применялась дифференциальная схема соединения тензорезисторов.

Измерение крутящих моментов на задних ведущих колесах энергетического и технологического модулей производилось тензорезисторами наклеенными на их полуосях, под углом 45^0 к оси вала и соединя-

лись в мостовую схему. Такая схема наклейки автоматически компенсирует влияние изгибаемых моментов и осевых сил на результат измерения. Для осуществления непрерывного токосъема применялись ртутно-амальгамированные концевые токосъемники ТРАК-12, обеспечивающий надежную работу при высоких угловых скоростях.

Длины полученной реализаций по времени составляли 120 с, что соответствовало длине гона в 200 м с участками разгона и торможения. Шаг квантования составлял h= 0,0005с, частота дискретизации равнялась Δf=2000 Гц. Для анализа динамики процесса был применен аппарат теории стационарных случайных функций (корреляционный и спектральный анализ) В анализируемых процессах наблюдаются четыре диапазона определяющих частот: 0...3 Гц, 5...7 Гц, 7...9 Гц, 9..11 Гц и 14...16 Гц.

Максимальная спектральная плотность дисперсии процесса нагружения навески технологического модуля наблюдается при частотах 5...7 Гц (рис. 1), а максимальная спектральная плотность дисперсии процесса нагружения навески трактора наблюдается при частотах 0...1 Гц, что говорит о стабилизации горизонтальной составляющей усилия на крюке.

Этот вывод подтверждают нормированные корреляционные функции (рис. 2). Время спада корреляционной функции горизонтальной составляющей усилия на навески трактора увеличилось до 1,5 с, в то время как на навески технологического модуля составляет 0,17 с.

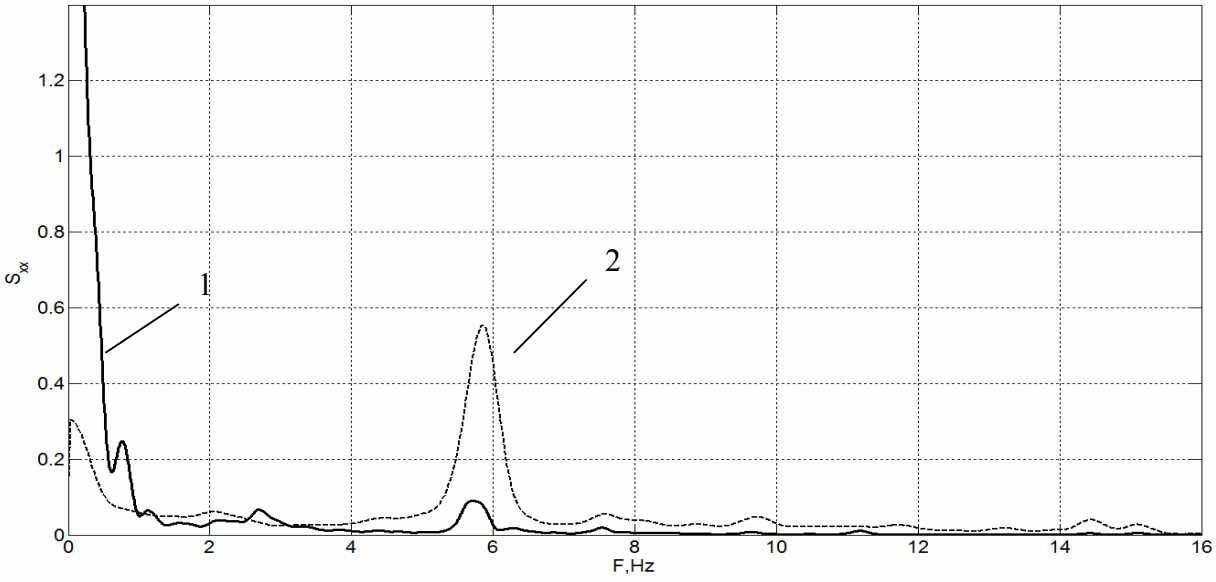


Рис. 1. Нормированные оценки спектральной плотности:
1 – тяговые усилия, действующие на нижние оси механизма навески трактора в горизонтальной плоскости; 2 – тяговые усилия, действующие на нижние оси механизма навески ТМ в горизонтальной плоскости

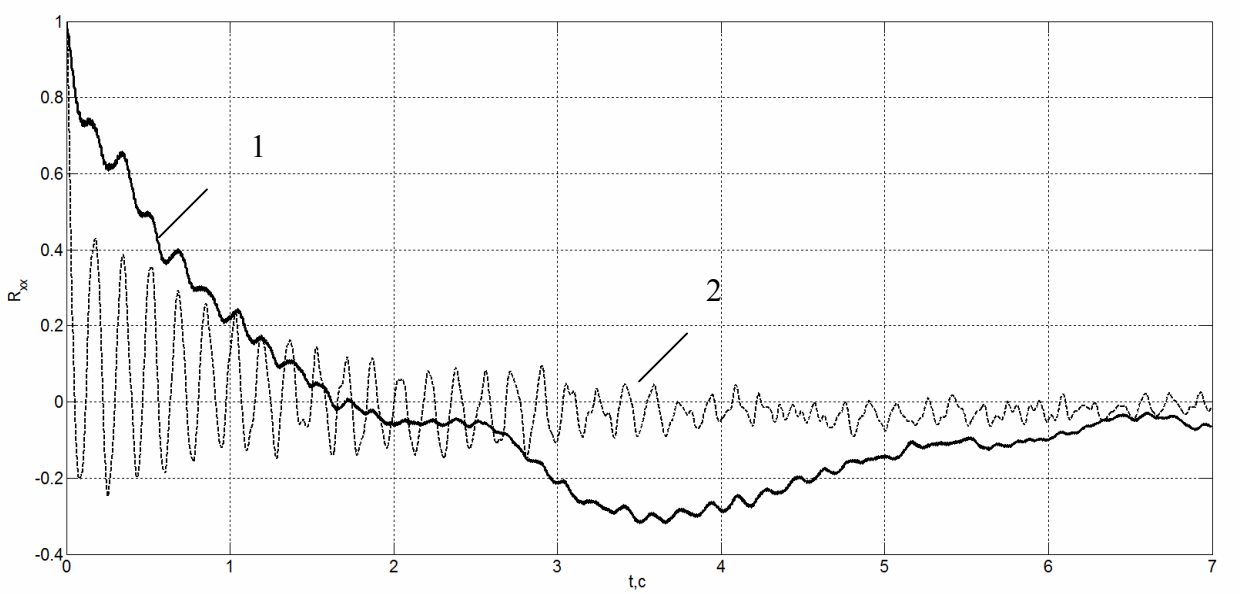


Рис. 2. Нормированные оценки корреляционной функции:
1 – тяговые усилия, действующие на нижние оси механизма навески трактора в горизонтальной плоскости; 2 – тяговые усилия, действующие на нижние оси механизма навески ТМ в горизонтальной плоскости

Проведенный анализ экспериментальных данных методами статистической динамики подтверждает, что технологический модуль служит упругодемпфирующим элементом, воспринимающим на себя наиболее существенную часть колебаний, возникающих в результате взаимодействия рабочего орудия с почвой.

Список литературы

1. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства [Текст] / Г.М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 505 с.

2. Надыкто, В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств [Текст] / В.Т. Надыкто. – Мелитополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.

УДК 631.3 + 631.5

Калинин А.В.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ТЕПЛОВОГО И ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА СЕМЕНА СОИ СКОРОСПЕЛЫХ И СРЕДНЕСПЕЛЫХ СОРТОВ С РАЗЛИЧНЫМ ВРЕМЕНЕМ ОБРАБОТКИ

ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный аграрный университет», г. Благовещенск

Аннотация. В статье приводится анализ теплового и электромагнитного метода предпосевной обработки семян. Анализ проводился методами аналитико-теоретического, экспериментального и методологического характера. Целью исследования является обоснование режима теплового и электромагнитного излучения на семена скороспелых и среднеспелых сортов сои, с целью повышения их качества и всхожести. В качестве объекта исследования выбраны скороспелые и среднеспелые сорта сои «Лидия» и "Гармония". Представлены результаты исследования всхожести и энергии прорастания семян после теплового и электромагнитного излучения семян скороспелых и среднеспелых сортов сои.

Ключевые слова: семена сои, тепловое и электромагнитное излучение, всхожесть семян, энергия прорастания.

Annotation. The article provides an analysis of the thermal and electromagnetic method of pre-sowing treatment. Analysis was performed by analytical and theoretical, experimental and methodological-agency nature. The study aims to study the mode of thermal and electromagnetic radiation on seeds and middle-maturing varieties of soybeans, in order to improve their quality and germination. As the object of study chosen and middle-maturing varieties of soybeans, "Lydia" and "Harmony". The results of research germination and seed vigor after heat and electromagnetic radiation seeds middle-ripening and soybean varieties.

Keywords: soybean seeds, thermal and electromagnetic radiation, seed germination, vigor.

Ведущей отраслью растениеводства Амурской области является производство сои. Посевные площади в Амурской области на 2014 год составляют 614,6 тыс. га, а в 2015 году планируется увеличить площадь обрабатываемых сельхозземель под сою до 850 тыс. га.

На территории области выделены три основные зоны соесеяния - южная, центральная, северная. Каждой зоне свойственно определенное сочетание метеорологических факторов и почвенных условий, оказы-

вающих решающее влияние на развитие растений, в последующем на посевные и урожайные качества семян [3, 5, 7].

Стоит отметить, что в возделывание сои в Амурской области есть как положительные, так и отрицательной стороны. Положительные - высокое напряжение тепла, обилие осадков и света в течение теплых месяцев; отрицательные - относительно короткий период вегетации, недостаток влаги в апреле-мае, медленное прогревание почвы весной, избыток осадков в июле-августе. Следовательно, в основных сельскохозяйственных районах климатические условия относительно благоприятны лишь для возделывания скороспелых сортов сои, устойчивых к болезням и вредителям.

Применение только скороспелых сортов приводит к снижению зерновой продуктивности и, как следствие, увеличение посевных площадей в десятки раз, что в конечном итоге ведет к увеличению стоимости сельскохозяйственной продукции. Поэтому в Амурской области применяют сорта с различной по зерновой продуктивности и продолжительности вегетационного периода.

От состояния и эффективности сельскохозяйственной отрасли в значительной степени зависят экономические результаты деятельности аграрного сектора. Поэтому важное место в повышении эффективности отрасли растениеводства принадлежит увеличению урожайности и валового производства этой ценной высокобелковой культуры [1, 6]. Для этого необходимо производить обработку семян перед посевом различными методами воздействия.

Наиболее практичными с точки зрения производства являются электрофизические методы, позволяющие повысить качественные показатели семян перед посевом с минимальными трудовыми и материальными затратами [2].

Однако наиболее эффективными установками электрофизического воздействия на семена являются комбинированные установки, воздействующие на семена тепловым и электромагнитным излучением.

В работе [4] был рассмотрен процесс воздействия теплового и электромагнитного излучения на семена позднеспелых сортов. Однако возникает вопрос, как будет действовать тепловое и электромагнитное излучение на семена скороспелых и среднеспелых сортов.

Поэтому **целью исследования является** определение влияния теплового и электромагнитного излучения на всхожесть и энергию прорастания семян скороспелых с среднеспелых сортов сои.

Объект исследования: скороспелый сорт сои "Лидия" и среднеспелый сорт сои "Гармония".

Методика исследования. Для проведения исследования по влиянию теплового и электромагнитного излучения на семена сои, была разработана экспериментальная установка, представляющая собой диэлектрический корпус, на поверхности которого располагается электромагнитная катушка [4, 8, 9, 10]. На катушку подается переменный ток, значение которого будет зависеть от материала провода и его сечения. Работа установки основана на законе Джоуля-Ленца: проходящий ток в проводнике, нагревает его, выделяя тепло в установку, при этом образуется переменное электромагнитное поле.

Температура нагрева установки достигает порядка 100…120 °С.

Преимуществом данной установки является простота конструкции, низкие энергетические затраты, так как на производство тепла и электромагнитного поля используется только катушка.

Исследования по воздействию на семена сои тепловым и электромагнитным излучением проводились на базе ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ г. Благовещенска.

Для определения всхожести семян в зависимости от времени воздействия тепловым и электромагнитным излучением были взяты 5 групп семян. Одна группа выступила в качестве контрольной. Остальные подвергались воздействию, различному по длительности: 30, 60, 90 и 120 секунд.

Замер нагрева семян осуществлялся с помощью тепловизора Flir E60.

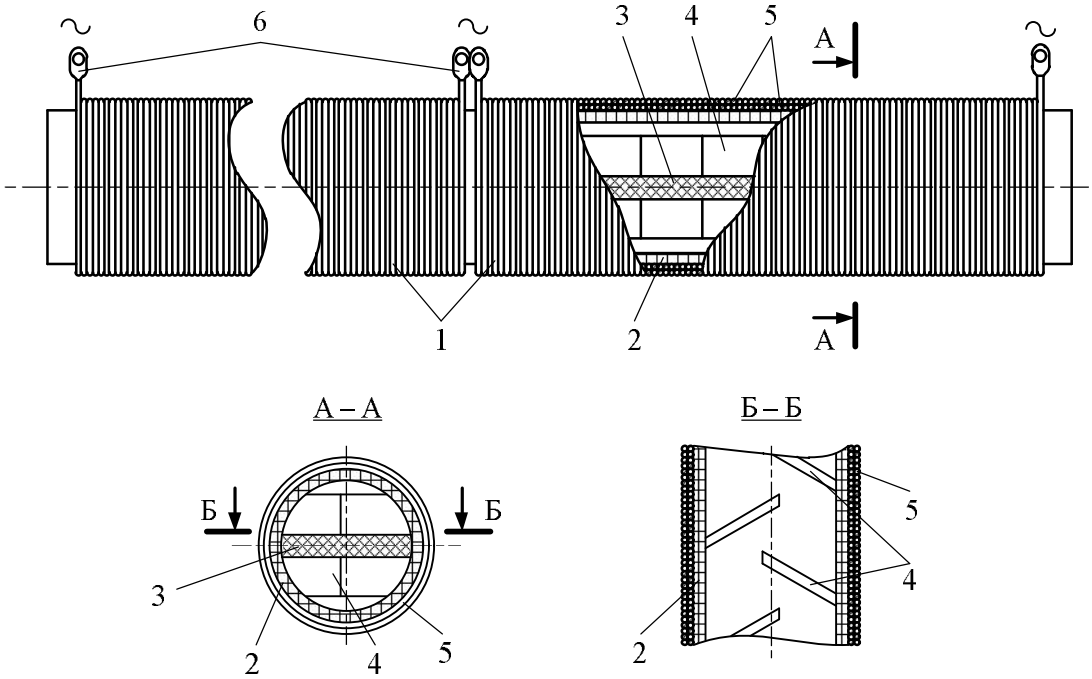


Рис. 1. Внешний вид установки:
1 – электромагнитная катушка; 2 – стеклянный цилиндр; 3 – плоскость; 4 – наклонные перегородки; 5 – медный провод; 6 – выводные контакты

В процессе эксперимента производился подсчет пророщенных семян (рис. 2 и 3).

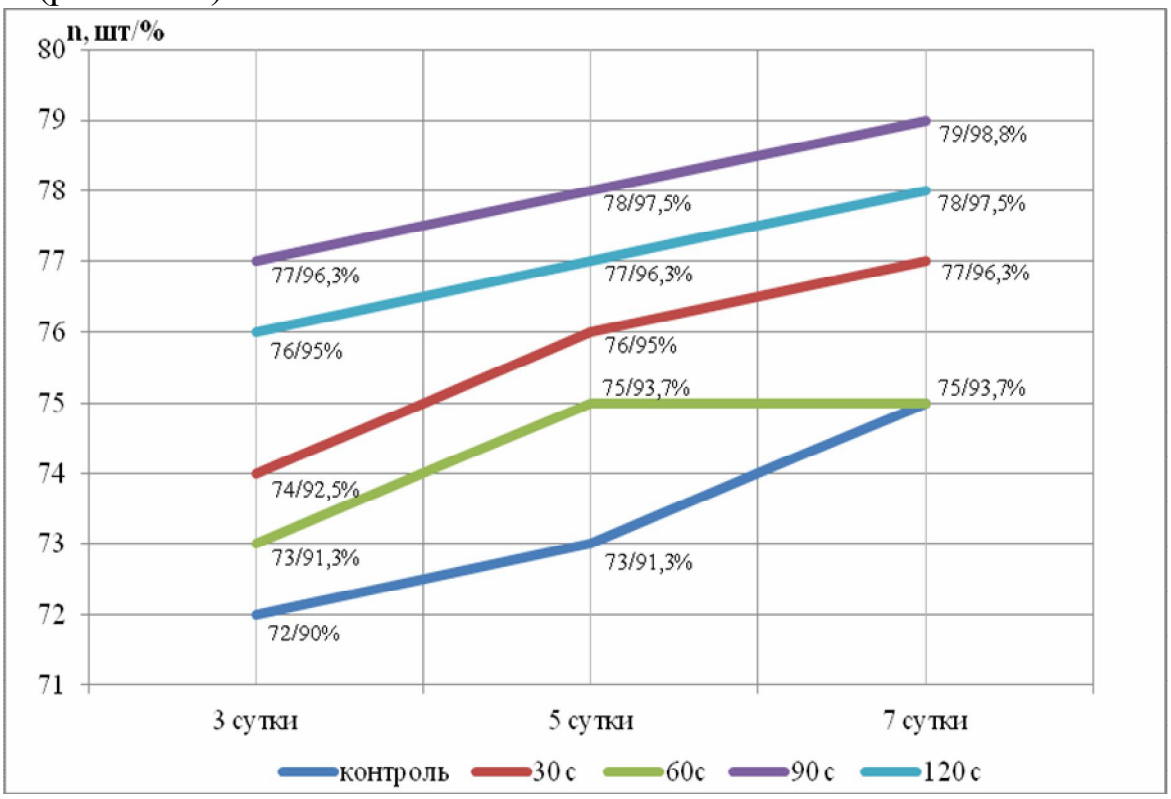


Рис. 2. График изменения количества пророщенных семян сорта «Лидия»

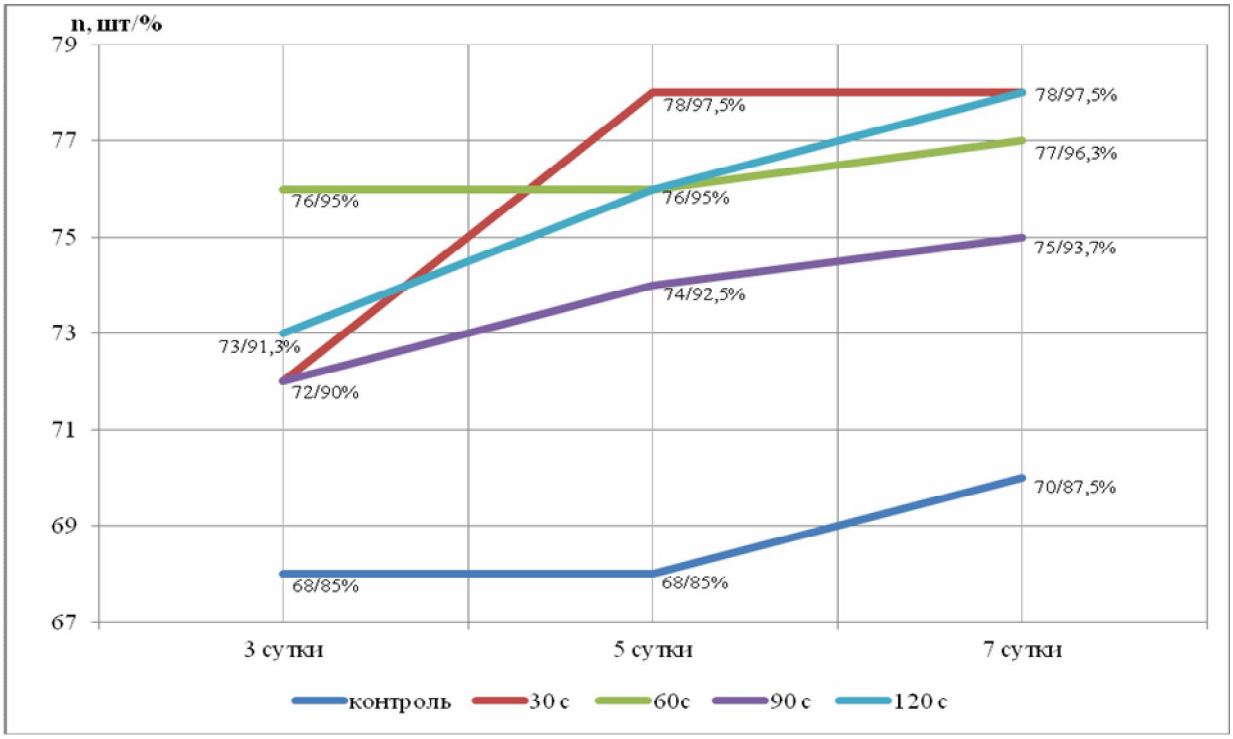


Рис. 3. График изменения количества пророщенных семян сорта «Гармония»

Согласно полученным данным, наилучшие показатели по количеству пророщенных семян дали группы, обработанные в тепловом и электромагнитном излучении 60, 90 и 120 секунд обеих сортов (рис. 4, 5). При исследовании на всхожесть семян сорта "Лидия", было определено, что наилучшие показатели имеют семена обработанные 30, 90 и 120 секунд. При этом следует отметить, что семена, обработанные 60 секунд, показали результат, соизмеримый с всхожестью контрольной группы.

В результате эксперимента, было выявлено, что группы после обработки в среднем имеют от 2,5 до 5% больше пророщенных семян, чем контрольная группа.

При исследовании на всхожесть семян сорта "Гармония", Было определено, что наилучшие показатели имеют все семена, обработанные тепловым и электромагнитным излучением, по сравнению с контрольной группой. Согласно полученным результатам, обработанные группы имеют на 6,5 – 10 % больше пророщенных семян по сравнению с контрольной группой.

При исследовании влияния теплового и электромагнитного излучения на рост семян сорта "Лидия" и "Гармония", наилучшие показатели имеют все обработанные семена (рис. 6, 8).



а) б) в) г) д)

Рис. 4. Количество пророщенных семян сорта «Лидия»:
а – контрольная группа; б – семена, обработанные 30 секунд; в – семена, обработанные 60 секунд; г – семена, обработанные 90 секунд; д – семена, обработанные 120 секунд



а) б) в) г) д)

Рис. 5. Количества пророщенных семян сорта «Гармония»: а – контрольная группа; б – семена, обработанные 30 секунд; в – семена, обработанные 60 секунд; г – семена, обработанные 90 секунд; д – семена, обработанные 120 секунд

Стоит отметить, что группы, обработанные 30 и 120 секунд, по росту ничем не уступали двум предыдущим группам. При этом высота ростков в среднем от 1,5 до 4,8 % выше, чем у контрольной группы (рис. 7).

По росту семян сорта «Гармония», хорошие показатели имеют все группы (рис. 8). При этом следует отметить, что наилучшие показатели имеют семена, обработанные в тепловом и электромагнитном излучении 30, 60 и 120 секунд.

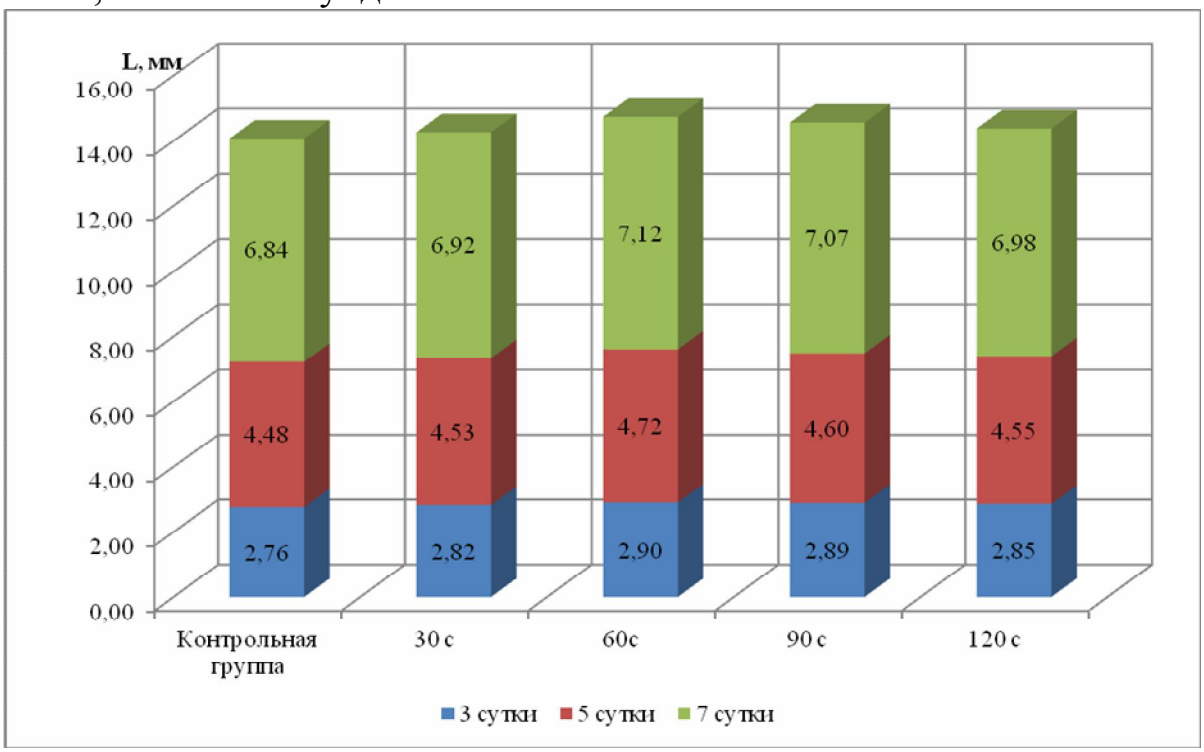


Рис.6. График изменения высоты ростков семян сорта «Лидия»

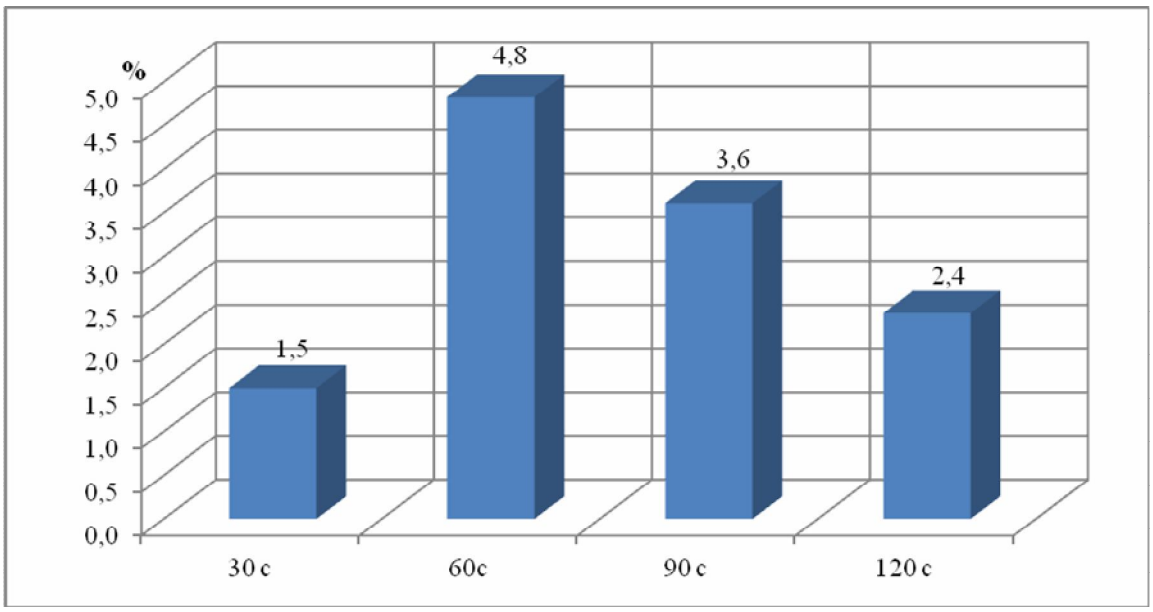


Рис. 7. Среднее значение высоты семян сорта «Лидия»

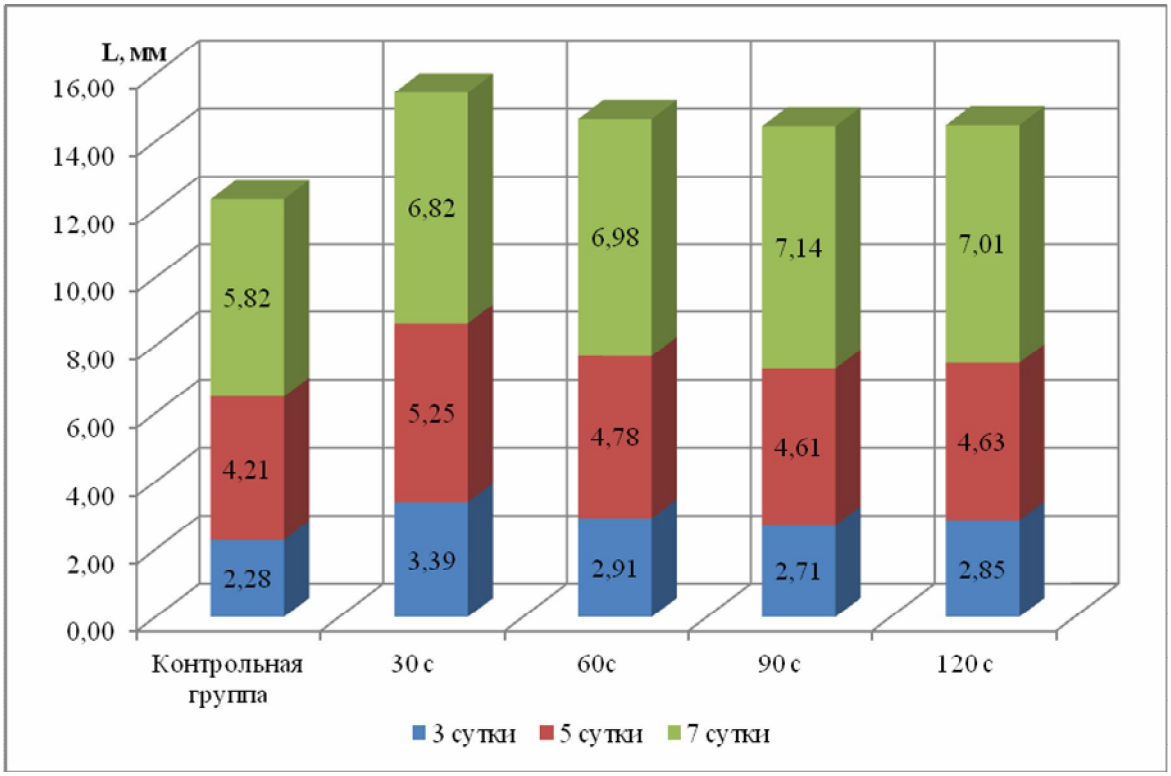


Рис. 8. График изменения высоты ростков семян сорта «Гармония»

Высота ростков в среднем колеблется от 17 до 30,2 % выше, чем у контрольной группы (рис. 9).

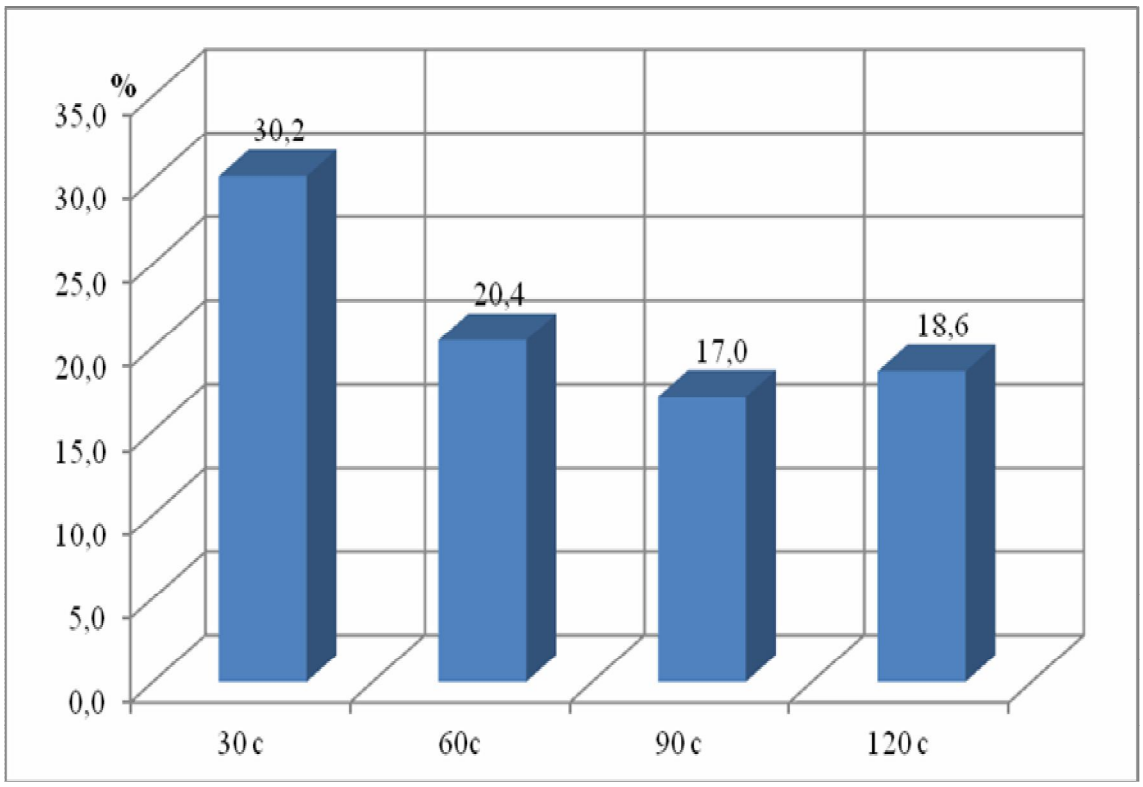


Рис. 9. Среднее значение высоты семян сорта «Гармония»

В результате проведенного исследования по воздействию теплового и электромагнитного излучения на семена сои было выявлено, что данный метод обработки оказывают сильное стимулирующее действие. Также было выявлено, что оптимальное время воздействия на семена скороспелых и среднеспелых сортов составляет от 30 до 120 секунд.

Список литературы

1. Алтухов, А.И. Если российское сельское хозяйство не готово использовать минеральные удобрения, может ли оно накормить страну [Текст] / А.И. Алтухов // Экономика с.-х. и перерабатывающих предприятий. – 2009. – № 4. – С. 19-27.

2. Бабенко, А.А. СВЧ импульсная обработка семян / автореф. дис. ... канд. техн. наук Бабенко Алексей Александрович. – Москва, 1993. – 21 с.

3. Еливанов, А.П. Почвы Амурской области [Текст] / А.П. Еливанов. – Благовещенск: Амурское кн. изд-во, 1959. – 182 с.

4. Калинин, А.В. Обоснование режимов теплового и электромагнитного воздействия на семена сои с целью повышения их качества [Текст] / А.В. Калинин, С.В. Щитов, С.Н. Воякин, М.В. Шевченко, Д.Г. Козлов // Вестник Воронежского ГАУ – 2015. – №3 (46). – С. 136-140.

5. Муратов, А.А. Формирование урожайности фасоли в зависимости от сроков посева и предпосевной обработки семян биологическими препаратами в условиях южной зоны Амурской области / дисс. … канд.

с.-х. наук: 06.01.09 / Муратов Алексей Александрович. – Благовещенск, 2009. – 121 с.

6. Синеговский, М.О. Экономическая эффективность применения минеральных и органо-минеральных удобрений под сою в условиях Приамурья [Текст] / М.О. Синеговский, А.В. Науменко // Материалы VI международная конференция молодых ученых и специалистов, ВНИИМК, 2011. – С. 57-63

7. Система земледелия Амурской области [Текст] / отв. ред. В.А. Тильба. – Благовещенск: ИПК «Приамурье», 2003. – 304 с.

8. Щитов, С.В. Исследование предпосевной обработки семян сои тепловыми и электромагнитными полями [Текст] / С.В. Щитов, С.Н. Воякин, А.В. Калинин // Техника и оборудование для села. – 2015. – № 4 (214). – С. 23-25.

9. Пути совершенствования предпосевной обработки семян сои [Текст] / С.В. Щитов, С.Н. Воякин, А.В. Калинин, О.Ю. Ищенко // Научное обозрение. – 2015. – № 6. – С. 34-38.

10. Щитов, С.В. Совершенствование технологии предпосевной обработки сои [Текст] / С.В. Щитов, С.Н. Воякин, А.В. Калинин // Научное обозрение. – 2014. – №8(3). – С. 848-850.

УДК 66.045.1

Гулевский В.А.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ МОЛОКА ПРОТИВОТОЧНЫМИ ПЛАСТИНЧАТЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Рассматривается моделирование процессов теплообмена в рекуперативных пластинчатых теплообменниках, основанное на итерационном алгоритме решения системы конечно-разностных линейных уравнений, учитывающих продольную и поперечную теплопроводность теплообменных пластин.

Ключевые слова: теплообменник, пластины, моделирование, система уравнений, коэффициент теплоотдачи.

Annotation. We consider the modeling of heat transfer in a recuperative plate heat exchangers based on iterative algorithm for solving a system of finite-difference-linear equations that take into account the longitudinal and transverse thermal conductivity, of heat exchanger plates.

Keywords: heat exchanger plates, modeling, system of equations, the heat transfer coefficient.

Быстрое охлаждение молока останавливает рост бактерий и сохраняет хорошее качество молока. Таким образом, чем дольше продолжительность дойки, тем дольше остаётся при обычном способе охлаждения молоко тёплым. Простым и дешёвым решением является предварительное охлаждение молока при помощи пластинчатого теплообменника. Эффективное предварительное охлаждение понижает температуру молока с 35°С до приблизительно 20° С.

Пластинчатые теплообменные аппараты являются разновидностью поверхностных рекуперативных теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, изготовленной из тонкого листа. Под пластинчатыми рекуперативными теплообменниками будем понимать установки с плоскими каналами, разделенными пластинами. По каналам проходят потоки жидкости или газа, имеющие разные температуры. Теплообмен происходит за счет конвекции и теплопередачу через пластины. Если потоки направлены в одну сторону, то теплообменник называется прямоточным, если в противоположные стороны – противоточным.

Уже на основании общего принципа работы пластинчатого теплообменника можно сделать заключение о некоторых его особенностях, весьма важных для практики. Малая толщина пластин и параллельная расстановка с малыми промежутками между пластинами позволяет разместить в пространстве рабочую поверхность теплообменника наиболее компактно с такой «плотностью», которая недостижима в других типах теплообменников.

Классический подход к расчету эффективности работы теплообменников базируется на уравнениях баланса тепла, в которые входят коэффициенты теплопередачи. Этот подход имеет свои слабые стороны. Во-первых, в выражении коэффициентов теплопередачи входят коэффициенты теплоотдачи, численные значения которых достаточно трудно определить. Как было показано в работе [2], коэффициенты теплоотдачи зависят от физических параметров жидкости или газа, характера их движения, форм и размеров каналов теплообменника. Кроме того, эти коэффициенты могут меняться по длине канала. Во-вторых, с целью более точных расчетов в ряде случаев следует учитывать продольную теплопроводность пластин теплообменника.

Рассмотрим горизонтальное сечение фрагмента теплообменника (рис. 1).

Математическая модель процесса теплопереноса от молока к воде в противоточном теплообменнике состоит из следующих составляющих:

уравнения конвективного переноса в каналах

$$-\rho_{м}\cdot V_{T}(x,y)\cdot C_{м}\cdot\frac{\partial T}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial y}\right),\quad x\in(0,L),\ y\in(hp,hT+hp),$$

$$\rho_{в}\cdot V_{t}(x,y)\cdot C_{в}\cdot\frac{\partial t}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda(t)\frac{\partial t}{\partial y}\right),\quad x\in(0,L),\ y\in(-ht-hp,-hp),$$

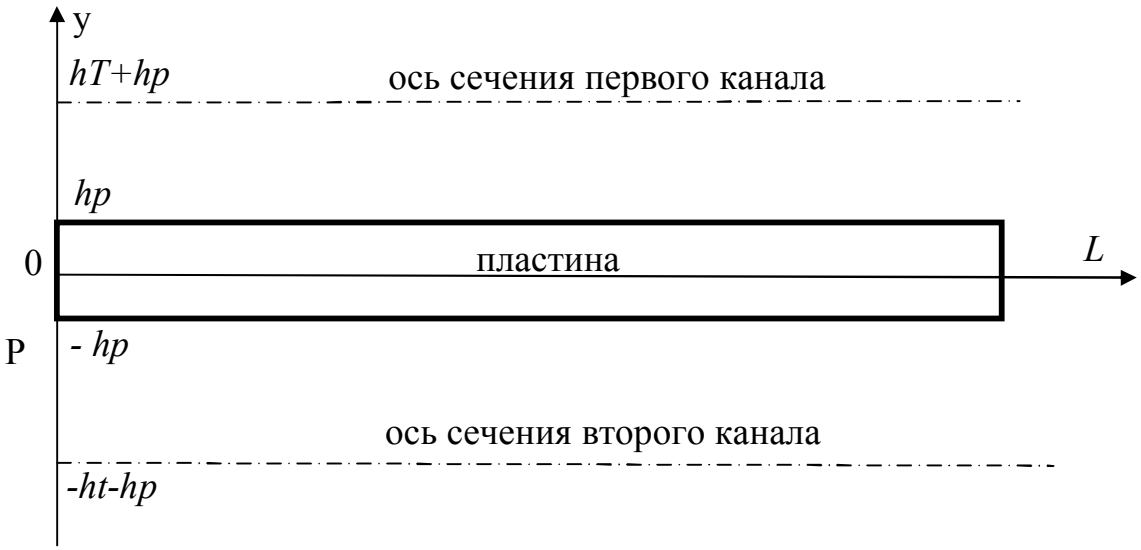


Рис.1. Горизонтальное сечение фрагмента теплообменника

уравнения распределения температуры в пластине

$$\frac{\partial^2 Tp}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 Tp}{\partial y^2}=0,\quad x\in(0,L),\ y\in(-hp,hp),$$

входных условий: $t\big|_{x=0}=t_{вх},\quad y\in(-ht-hp,-hp),$

$T\big|_{x=L}=T_{вх},\ y\in(hp,hp+hT),$

условий четности на осях симметрии каналов

$$\left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=hT+hp}=0,\quad x\in(0,L),\ \left.\frac{\partial t}{\partial y}\right|_{y=-ht-hp}=0,\quad x\in(0,L),$$

условий непроницаемости на торцах пластины

$$\left.\frac{\partial Tp}{\partial x}\right|_{x=0}=0,\ y\in(-hp,hp),\ \left.\frac{\partial Tp}{\partial x}\right|_{x=L}=0,\ y\in(-hp,hp),$$

условий сопряжения:

$$T\big|_{y=hp}=Tp\big|_{y=hp},\quad x\in(0,L)\ ,\quad t\big|_{y=-hp}=Tp\big|_{y=-hp},\quad x\in(0,L),$$

$$\lambda_{м}\frac{\partial T}{\partial y}=\lambda_{pl}(Tp)\frac{\partial Tp}{\partial y}\quad y=hp,\quad x\in(0,L),$$

$$\lambda(t)\frac{\partial t}{\partial y}=\lambda_{pl}(Tp)\frac{\partial Tp}{\partial y},\quad y=-hp,\quad x\in(0,L).$$

Здесь λ, ρ, C – соответственно теплопроводность, Вт/м/град, плотность, кг/м^3 и удельная теплоемкость, Дж/кг/град. Индексы «м» и «в» означают параметры молока и воды соответственно. T – температура молока, ^{o}C, t– температура воды, ^{o}C; $\lambda_м$= 0,5; $\lambda_в$= 0,59; $\rho_м$=1030; $\rho_в$=998,2; $C_м$=3885; $C_в$=4182; $\lambda_{пл}$=20–теплопроводность пластины.

Скорость в каналах определялась по формуле, учитывающей начальный участок:

$$V(x,y)=V_{вх}\left[1{,}5-\frac{1{,}5y^2}{h^2}-2\left(\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\left(1-\frac{\cos\left(\frac{g_n y}{h}\right)}{\cos(g_n)}\right)e^{\left(-4\frac{g_n^2 \nu x}{v_{вх}h^2}\right)}}{g_n^2}\right)\right],$$

где g_n – положительные корни уравнения $tgx=x$, $\nu=1{,}13\cdot10^{-6}$– кинематическая вязкость молока и воды, h – половина сечения канала, $V_{вх}$ – входная скорость потоков.

Попытки решения этой системы путем осреднения по координате y [1] приводят к появлению коэффициентов теплоотдачи, определение численных значений которых весьма затруднительно.

Нами был построен разностный аналог представленной выше модели на сетке с N_x шагами по длине каналов, N_y шагами по сечению каналов, $N_y/2+1$ шагами по сечению пластины. При N_x=20 и N_y=30 было получено 878 линейных уравнений.

На рис. 2 показаны графики среднерасходных температур в противоточном теплообменнике.

Молоко с начальной температурой 35^{o}C охладилось до 12^{o}C, а вода с начальной температурой 10^{o}C нагрелась до 22^{o}C.

Результаты вычислений подтверждают известный факт о более эффективном теплообмене в случае противоточного режима течения.

Кроме того, реализация модели теплообмена показала, что в случае разных скоростей потоков температура пластин по длине теплообменника изменяется, что не дает возможность определения коэффициента теплоотдачи из известных критериальных зависимостей. По результатам решения были вычислены локальные значения указанных коэффициентов, анализ которых показал их зависимость не только от продольной координаты, но и от кинематики сопряженного потока.

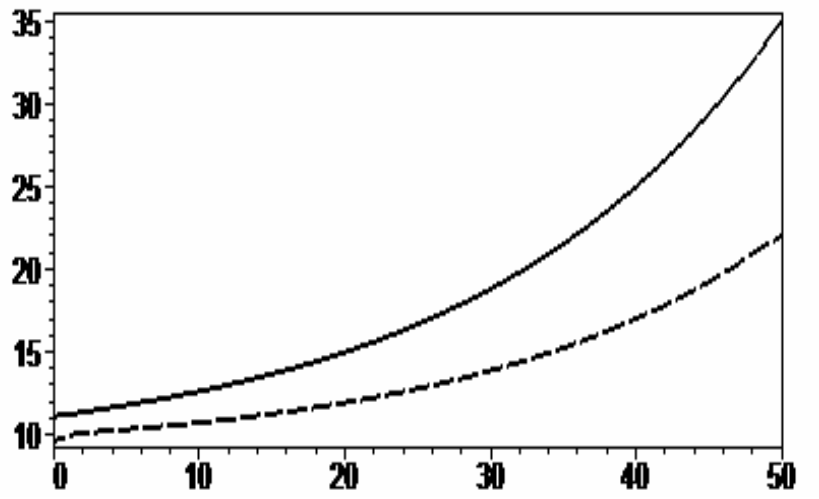


Рис. 2. Графики среднерасходных температур в противоточном теплообменнике

Таким образом, для описания реальных значений температур в теплообменниках целесообразно применять реализацию систем конечно-разностных уравнений, описывающих процессы теплопереноса как в потоках теплоносителей, так и в теплопередающей пластине.

Список литературы

1. Горяйнов, В.В. Анализ математической модели теплообменных систем с учетом поперечной и продольной теплопроводности: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. физ.-мат. наук (16.11.2004) / Горяйнов Виталий Валерьевич; Воронеж: ВГТА, 2004. – 24 с.

2. Шацкий, В.П. О некоторых аспектах моделирования работы пластинчатых теплообменников [Текст] / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Известия ВУЗов. Строительство. – 2011. – № 12. – С. 84-90.

3. Шацкий, В.П. К вопросу о расчете геометрических размеров водоиспарительных охладителей воздуха [Текст] / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский, А.С. Чесноков // Известия ВУЗов. Строительство. – 2010. – №5. – С. 50-57.

УДК 637.115:636.2.034

Андрианов Е.А., Андрианов А.А., Андрианов А.М.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИННОГО ДОЕНИЯ КОРОВ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Представлен анализ конструкций используемых доильных аппаратов, оборудованных доильными стаканами с различной формой сосковой резиной. Предложено использование многоугольной сосковой резины для доения возрастных коров. В результате опытов установлено: повышение среднесуточных удоев на 8,5%, скорости доения на 12%, снижение заболеваемости маститом на 50%.

Ключевые слова: машинное доение, продуктивность, сосковая резина, доильный аппарат, стимуляция.

Abstract. The analysis of structures used milking machines are equipped with en-teat cups with different shapes of liners. It is proposed to use a polygonal liners for milking cows age. The experiments established that increase of average daily milk yield of 8.5%, milking speed by 12%, reduce the incidence of mastitis by 50%.

Keywords: milking machine, productivity, teatcup liner, stimulation.

В связи с тем, что недостатком машинного доения является неадекватность воздействий на молочную железу по сравнению с естественными способами извлечения молока, необходимо соответствие разрабатываемого доильного оборудования физиологии животного [3]. Доение возрастных коров необходимо проводить адаптивными аппаратами с учетом изменений, происходящих с возрастом в организме животного.

Сосковая резина непосредственно контактирует с соском коровы и от ее технических и эксплуатационных показателей зависит продуктивность, здоровье и продолжительность использования животных. [3]

В связи с этим важнейшим является условия сжатия соска вымени.

В настоящее время для доения коров в основном используются аппараты с цилиндрической формой сосковой резины.

Неадекватность раздражений при этом объясняется тем, что сжатие соска в доильном стакане осуществляют от его кончика к основанию, что противоречит естественному принципу извлечения молока: от основания к кончику. Более того, сосковая резина сжимает сосок с двух сторон, и зона контакта резины с соском в течение доения не меняется, что приводит к выбросу молока из соска в цистерну

вымени. При этом доильные аппараты со стандартной формой сосковой резины выжимают молоко в вымя в такт сжатия, что затрудняет реализацию рефлекса молокоотдачи, снижает тонус молочной железы и приводит к уменьшению скорости выведения молока. Кроме того, резина сжимается в одной плоскости в течение 5-6 минут, соски деформируются и их концы сплющиваются, что приводит к возникновению анемии и гиперемии. Следовательно, стимулирующая роль воздействий недостаточна, что в свою очередь приводит к возникновению непривычных болевых ощущений и возникновению маститов.

С целью повышения безопасности и эффективности доения разработан доильный стакан (патент №1586624) [1].

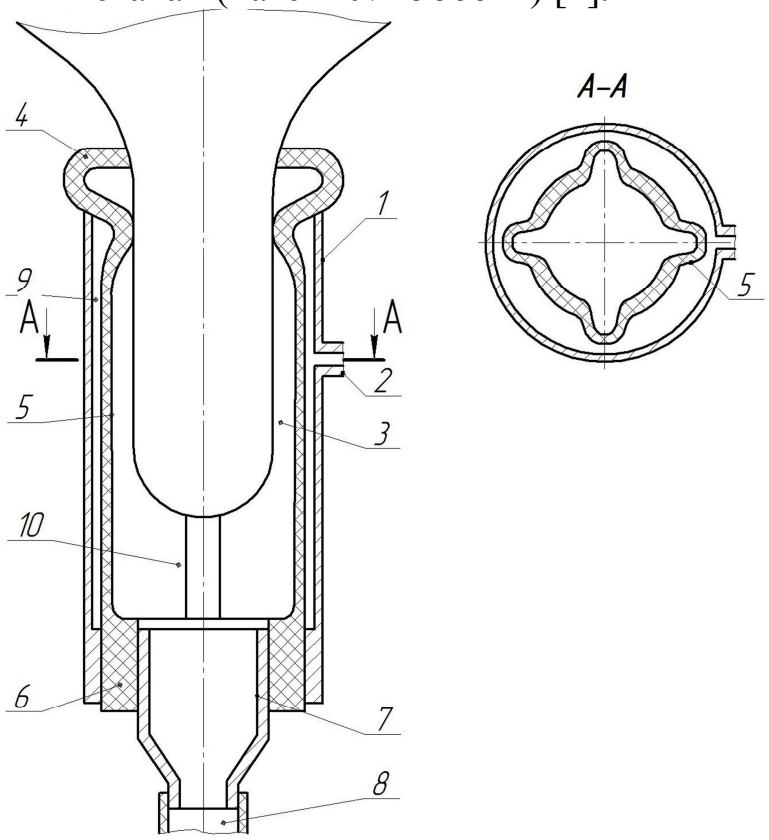


Рис. 1. Доильный стакан с четырехугольной сосковой резиной:
1 – гильза; 2 – воздушный патрубок; 3 – сосковая трубка; 4 – присосок; 5 – гофра; 6 – утолщение; 7 – конус смотровой; 8 – молочный шланг; 9 – межстенная камера; 10 – подсосковая камера

Он содержит гильзу 1 с воздушным патрубком 2 и сосковую трубку 3, имеющую равномерно расположенные гофры 5, толщина стенки которых выполнена меньше остальной части сосковой трубки (рис. 1). В такте сжатия гофры 5 сосковой трубки 3 сжимаются, а остальная часть сосковой трубки не изменяет своей формы и сжимает сосок равномерно [2].

Доильный стакан с треугольной сосковой резиной представлен на рис. 2.

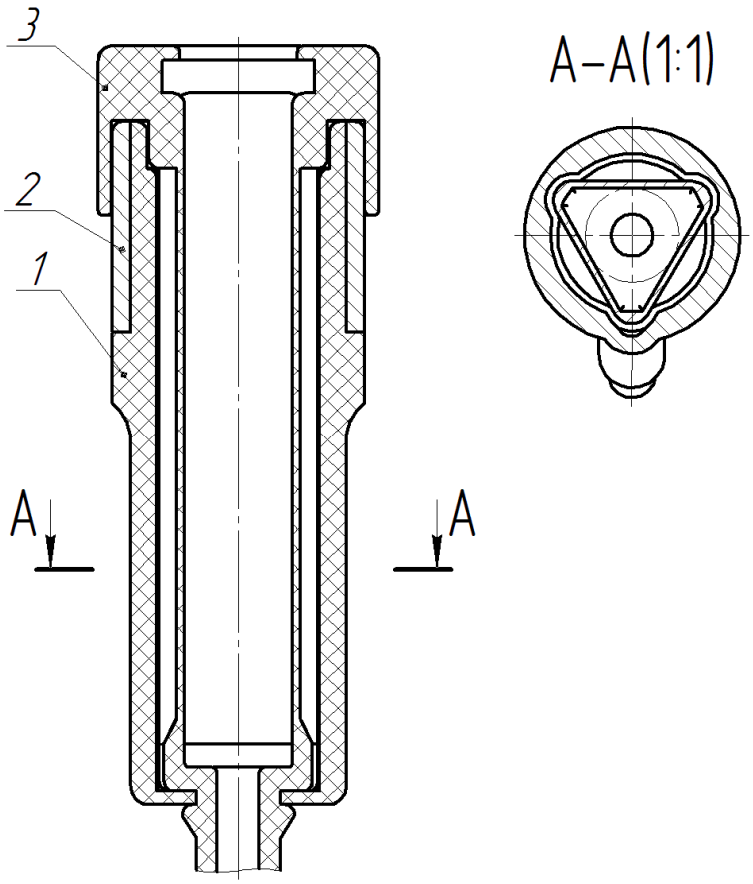


Рис. 2 Доильный стакан с треугольной сосковой резиной:
1 – доильный стакан; 2 – металлическая вставка; 3 – присосок сосковой трубки

Он содержит гильзу 1 с воздушным патрубком и металлической насадкой 2, сосковую резину 3, выполненную с треугольным рабочим сечением, причем толщина стенок резины в рабочей плоскости по граням треугольника приблизительной в два раза меньше, чем толщина резины по углам треугольника [2].

Представленные конструкции доильных стаканов с многоугольной сосковой резиной обеспечивают снижение заболеваемости коров маститом, безопасность доения, так как осуществляется всестороннее сжатие сосков, исключается натирание соска у основания и нарушение кровообращения в сосках вымени.

В большинстве случаев коровы в группе не подобраны по продуктивности. Это приводит к тому, что время машинного доения в группе коров, обслуживаемой оператором, изменяется в широком диапазоне. В связи с этим, как правило, возникают передержки доильных аппаратов на вымени, что приводит к «сухому» доению.

Согласно работе [4] долю коров в группе, подверженным «сухому» доению определяют по формуле

$$P = \frac{\left[(n-1)t_p - t_{м\min}\right]}{2nt_{ccp}}, \quad (1)$$

где t_p – затраты времени на подготовительно-заключительные операции при доении одной коровы, с;

$t_{м\min}$ – минимальная продолжительность машинного доения коровы в группе, с;

t_{ccp} – среднее время холостого доения коровы в группе, с;

n – число доильных аппаратов, с которыми одновременно работает оператор, шт.

С учетом выражения (1) долю коров в группе, подверженных «сухому» доению можно определить по формуле

$$P = \frac{(n-1)(1-k)}{n}, \quad (2)$$

где k – коэффициент, учитывающий неравномерность продолжительности выдаивания коров, который определяется по формуле

$$k = \frac{t_{м\min}}{t_{м_{ср}}}, \quad (3)$$

где $t_{м\,ср}$ – среднее время доения коров в группе, с.

Однако, как показывает практика, даже при доении коров двумя доильными аппаратами наблюдаются случаи «сухого» доения у коров, и их количество может достигать до 20% от обслуживаемого поголовья при $k = 0{,}6$ [4].

Поэтому необходимо использование доильных аппаратов, обеспечивающих повышение скорости доения и снижение заболеваемости коров маститом.

Научно-хозяйственные опыты проведены на базе сельскохозяйственного предприятия ООО «Вязноватовка» Нижнедевицкого района Воронежской области, где изучалась молочная продуктивность коров на животных контрольной и опытной групп по 12 коров в каждой в течение 4-х месяцев лактации (март-июнь 2015 года).

Для хозяйственного опыта были подобраны по принципу аналогов коровы черно-пестрой породы от 4-й до 8-й лактации.

Молочную продуктивность коров учитывали путем проведения ежемесячных контрольных доек в течение двух смежных дней. Удой по месяцам установили умножением его в контрольную дойку на дни месяца. Удой за лактацию определяли, как сумму удоев за каждый месяц. Содержание жира, кислотность и плотность молока определяли один

раз в месяц. Химический состав молока (содержание сухого вещества, белка, лактозы) изучали на втором месяце лактации общепринятыми методами.

Результаты проведенных опытов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Молочная продуктивность коров в связи с использованием многоугольной сосковой резины

Показатели	группы		
	контроль-ная	опытная	± % к конт
Среднесуточный удой, кг	20,46	22,06	+8,5
Средне время доения, мин	5	4,7	+6
Скорость доения, кг/мин	2,046	2,30	+12
Количество маститов коров	3	2	-50
Жирность молока, %	3,51	3,62	+3,1
Белок, %	3,09	3,06	-0,9

На основании экспериментальных исследований установлено, что использование многоугольной сосковой резины обеспечивает снижение заболеваемости маститом в среднем на 50%, повышение продуктивности на 5-8%, скорости доения на 12 %.

Список литературы

1. Доильный стакан: а.с. №1586624 РФ, МПК A01J5/08/ Андрианов А.М.; заявитель Воронежский СХИ. -№ 4183629; заявл. 20.01.1987; опубл. 23.08.1990. – 4 с.

2. Андрианов, А.М. Молочная продуктивность коров в связи с совершенствованием технологий и технических средств, используемых в молочном скотоводстве [Текст] / А.М. Андрианов, Е.А. Андрианов, А.А. Андрианов. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2013. – 183 с.

3. Карташов, Л.П. Машинное доение коров [Текст] / Л.П. Карташов. – М.: Колос, 1982. – 301 с.

4. Карпов, Ю.Н. Теоретические исследования устройства доильного аппарата для защиты вымени от вредного воздействия вакуума [Текст] / В.М. Ульянов, М.Ю. Костенко, В.А. Хрипин, Ю.Н. Карпов, А.В. Набатчиков // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета имени П.А. Костычева. – 2015. – № 1. – С. 80-85.

УДК 637.115:636.2.034

Бородин С.А.

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ДОИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Представлен анализ конструкций используемых доильных аппаратов на молочных фермах. Предложена схема устройства для управления режимом работы доильного аппарата, позволяющая осуществить массаж сосков вымени в начале и конце доения.

Ключевые слова: машинное доение, стимуляция молокоотдачи, сосок, доильный аппарат, пульсатор.

Abstract. The analysis of structures used milking machines on dairy farms. We suggest stimulating adaptive milking machine construction design, allowing implementation of function that simulates massage of udder at the beginning and at the end of milking, which provides adaptive effect on the dug and the adequacy for animal physiology.

Key words: machine milking, stimulation of milk, nipple, milking machine pulsator.

Наиболее важную функцию при машинном доении коров выполняет доильный аппарат, доильные стаканы которого непосредственно воздействуют на соски вымени животного [4].

Классификация используемых в настоящее время доильных аппаратов представлена на рис. 1 [1, 2, 5].

В большинстве случаев машинное доение проводят с постоянным вакуумом под сосками. Сосковая резина современных доильных аппаратов не обеспечивает стимуляцию молокоотдачи, то есть не отвечает физиологии доения. В то же время стимуляция молокоотдачи должна сопутствовать рабочему процессу доения, то есть сам доильный аппарат должен возбуждать рефлекс молокоотдачи [3].

Согласно работе [6] качество работы любого доильного аппарата можно оценить показателем, который определится как

$$K = K_m \cdot K_n \ , \qquad (1)$$

где K_m – показатель молокоотдачи, учитывающий скорость извлечения молока;

K_n – показатель полноты выдаивания, учитывающий количество молока, оставшегося в вымени после машинного доения.



Рис. 1. Классификация доильных аппаратов

Показатель полноты выдаивания K_n определяется согласно зависимости

$$K_n = 1 - \frac{N}{(N+W)}. \qquad (2)$$

Определим эффективность доильного аппарата по формуле

$$K = \left[1 - \frac{\left(Q_{\max} - Q_{cp}\right)}{Q_{\max}}\right] \cdot \left[1 - \frac{N}{\left(N + W\right)}\right], \qquad (3)$$

где W – количество молока, полученное от коровы при доении аппаратом, кг;

t – время доения коровы аппаратом, мин;

N – количество молока, полученное при додаивании, кг;

$Q_{\max}$ – максимальная интенсивность истечения молока при доении аппаратом. Определяется согласно показаниям потокомера, кг/мин;

Q_{cp} – средняя интенсивность истечения молока при доении аппаратом, кг/мин.

Из выражения (3) следует, что при совершенствовании доильных аппаратов необходимо усилить факторы, обеспечивающие повышение средней скорости доения и полноту выдаивания [3, 7].

С этих позиций важным в совершенствовании доильных аппаратов является создание такой конструкции, которая бы обеспечила безопасность для организма животного, выведения молока без машинного додаивания [8].

В перспективе ручной труд на фермах будет применяться все реже, поэтому доильные аппараты должны выполнять функцию преддоильной обработки вымени, позволяющей осуществить надлежащий рефлекс молокоотдачи и поддерживать его в процессе доения [1, 2].

Для осуществления и поддержания в течение доения рефлекса молокоотдачи предлагается использовать микроколебания сосковой резины в начале и в конце доения, когда скорость выведения молока ниже максимальной [1]. Для этих целей используют универсальный пульсатор, разработанный на базе пульсатора АДС-1 и устройство для управления режимом работы аппарата, расположенное на крышке доильного ведра (рис. 2).

Устройство управления режимом доения выполнено в виде камеры, внутри которой расположена заслонка с ограничителем хода ее поворота, разделяющее эту камеру на три полости, которые сообщены с камерами переменного вакуума стимулирующего пульсатора, с вакуумпроводом и атмосферным давлением. [4]

В начале и в конце доения, когда скорость молоковыведения менее 200 г/мин, молоколовушка находится в верхнем положении и посредством соответствующих каналов осуществляются микроколебания сосковой резины с частотой 10Гц. При максимальной скорости молоковыведения молоколовушка находится в нижнем положении и посредст-

вом соответствующих каналов устанавливается режим доения, как в обычном аппарате с частотой 1 Гц [9].

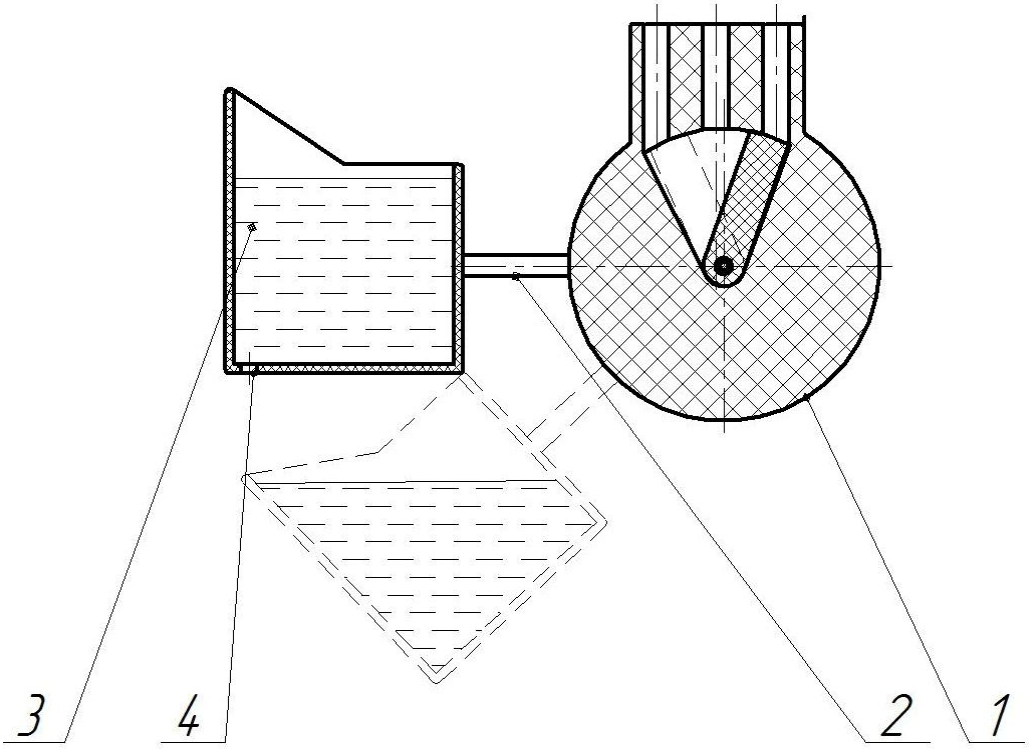


Рис. 2. Устройство управления режимом работы доильного аппарата:
1 – устройство управления режимом доения; 2 – рычаг;
3 – молоколовушка (ковш); 4 – сливное калиброванное отверстие

Использование предложенной конструкции доильного аппарата позволяет осуществить преддоильную обработку вымени без использования ручного труда, безопасность доения и полноту выдаивания.

Список литературы

1. Доильный аппарат: пат. 2442319 (С2) РФ, МПК А 01 J 5/00, А 01 J 5/10 (2006.01). / Е.А. Андрианов, А.А. Андрианов, А.М. Андрианов, В.В. Злобин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – № 2010112576/13; заявл.31.03.2010; опубл. 20.02.2012. Бюл. № 5. -4 с.

2. Устройство для доения коров: пат. № 2556910 РФ; МПК А01J 5/04 / Д.И. Яловой, Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // № 2013147003/13; заявл. 21.10.2013; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 12.

3. Злобин, В.В. Совершенствование устройств для доения первотелок и новотельных коров [Текст] / В.В. Злобин, Е.А. Андрианов // Инновационные технологии и технические средства для АПК// Материалы всероссийской научно-практической конференции молодых ученых и специалистов, посвященные 100-летию ВГАУ им. императора Петра I. – Воронеж, 2012. – С.103.

4. Злобин, В.В. Управление режимом работы доильного аппарата [Текст] / Е.А. Андрианов А.М. Андрианов, А.А. Андрианов, В.В. Злобин // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – № 4. – С. 12-13.

5. Яловой, Д.И. Исследование устройств для машинного доения коров [Текст] / Д.И. Яловой, Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // Современные тенденции развития технологий и технических средств для АПК: материалы научной конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов. – Воронеж: ВГАУ, 2014. – С. 89-94.

6. Андрианов, А.М. Молочная продуктивность коров в связи с совершенствованием технологий и технических средств, используемых в молочном скотоводстве [Текст] / А.М. Андрианов, Е.А. Андрианов, А.А. Андрианов. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2013. – 183 с.

7. Андрианов, А.М. Совершенствование устройств для массажа вымени нетелей в период подготовки их к лактации [Текст] / А.М. Андрианов, Е.А. Андрианов // Совершенствование процессов механизации в растениеводстве и животноводстве: сб. науч. тр. – Воронеж: ВГАУ, 2000. – С. 115.

8. Андрианов, Е.А. К определению расхода воздуха при истечении из камеры управления доильного аппарата [Текст] / Е.А. Андрианов А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. – № 1(36). – С. 142-146.

9. Андрианов, Е.А. Исследование устройства для управления режимом работы стимулирующе-адаптивного доильного аппарата [Текст] / Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2014. – № 3 (42). – С. 123-129.

УДК 631.3-182.7

Козлов Д.Г., Беляев А.Н.

К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА ПОЧВУ ПРИ ДВИЖЕНИИ НА ПОВОРОТНОЙ ПОЛОСЕ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Приведены результаты математического моделирования механического воздействия на почву ходовой системы трактора класса 2 в составе навесного комбинированного агрегата. В результате анализа выявлено, что наиболее рациональным способом движения агрегата на поворотной полосе является движение «крабом» с последующим переходом на поворот только управляемыми колесами, который оказывает наименьшее удельное давление агрегата на почву, по сравнению с другими способами движения на поворотной полосе.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, угол поворота колес, способ поворота агрегата, радиус поворота, центр масс, управляемые колеса

Abstract. The results of mathematical modeling of mechanical impact on the soil of the tractor running gear of class 2 as mounted combination unit. As a result of the analysis revealed that the most rational way of movement of the unit on headlands is the move "crab-like" with subsequent transition to only turn the steered wheels, which has the least unit pressure unit on soil, in comparison with other ways of movement on the headland.

Keywords: machine-tractor unit, a wheel angle, a rotation unit turning radius, center of mass, driven wheels.

При входе трактора в поворот управляемые колеса поворачиваются для совершения маневра, в результате колеса управляемого моста будут двигаться под углом к оси трактора. В зависимости от того являются управляемые колеса ведомыми или ведущими, будут возникать различные процессы при движении в повороте.

Для случая управляемых колес на ведомом мосту будем иметь следующую ситуацию (рис. 1). При повороте колес на угол α относительно направления движения на колесо начинает действовать боковая сила $P_б$, которая совместно с силой сопротивления качению колеса P_f образуют силу сопротивления движению на колесе $P_{f\alpha}$ значение которой будет равно [1,8]:

$$P_{f\alpha} = \frac{P_f}{\cos\alpha}. \quad (1)$$

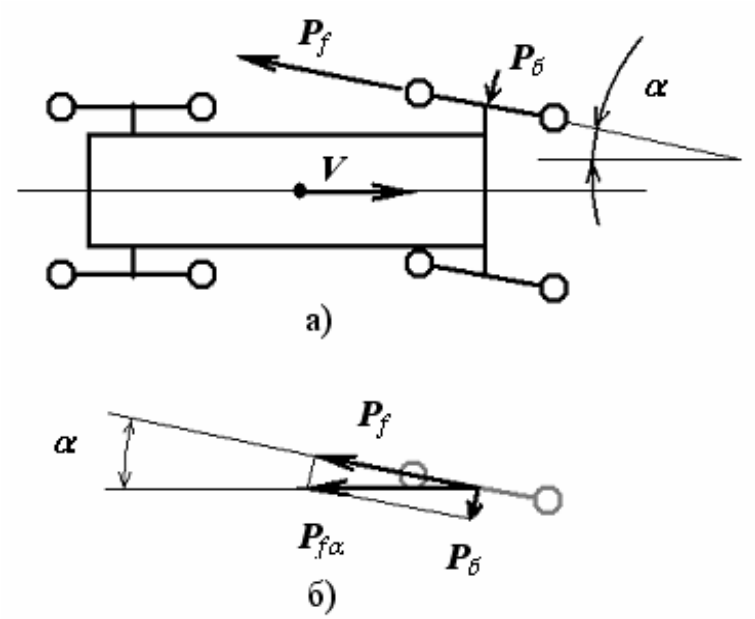


Рис. 1. Схема движения трактора на повороте с ведомыми управляемыми колесами (а) и действующих на колесо сил (б)

Увеличение сопротивления движению трактора приведет к его замедлению и, как указывалось ранее, изменению нагрузки на ось. Ускорение трактора или его изменение будет вызвано силой $\Delta P_f = P_{fa} - P_f$, которая будет равна:

$$\Delta P_f = P_f \cdot \left(\frac{1}{\cos\alpha} - 1 \right). \qquad (2)$$

Чем больше сопротивление качению и чем сильнее будет повернуто колесо, тем ощутимее будет сопротивление движению трактора.

Для случая управляемых колес на ведущем мосту ситуация будет несколько иная. В результате движения колес управляемого моста под углом к оси трактора, при сохранении скорости движения оси управляемого колеса, скорость движения центра масс трактора должна уменьшиться. Снижение скорости движения центра масс вызовет дополнительное ускорение при движении машины. Для нахождения величины возникающего ускорения рассмотрим представленную на рис. 2 схему движения трактора с двумя управляемыми мостами на повороте [1, 8].

При повороте трактора без увода управляемых колес трактор будет двигаться относительно мгновенного центра вращения O'. Центр переднего моста движется по радиусу R_a со скоростью V_a и заднего по радиусу R_b со скоростью V_b , а центр масс по радиусу R_o со скоростью V_o. При этом будет справедливо соотношение $V_a/R_a = V_b /R_b= V_o/R_o$.Связь между скоростями переднего моста и центра масс выразится зависимостью:

$$V_o = \frac{R_o}{R_a} \cdot V_a ,$$

и при введении переменной $$\rho = \frac{R_o}{R_a} , \qquad (3)$$

имеем

$$V_o = \rho \cdot V_a . \qquad (4)$$

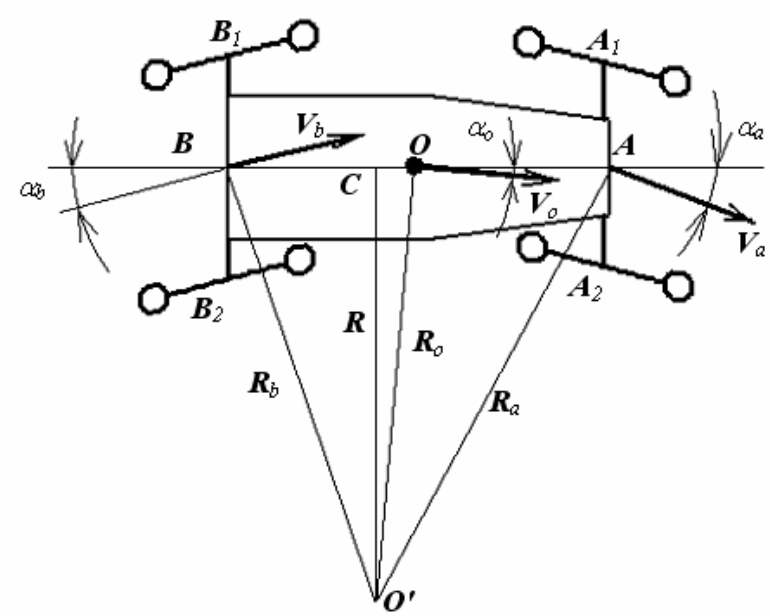


Рис. 2. Схема движения трактора на повороте

Тангенциальное ускорение центра масс будет равно производной от скорости V_o по времени t:

$$\frac{dV_o}{dt} = V_a \cdot \frac{d\rho}{dt} + \rho \cdot \frac{dV_a}{dt} . \qquad (5)$$

Полученная зависимость показывает, что при повороте трактора его ускорение складывается из двух составляющих: 1 – учитывающей изменение отношения радиусов поворота центра масс и передней оси; 2 – учитывающей изменение модуля скорости передней оси.

Для оценки влияния первого члена выражения 5 на величину ускорения необходимо найти аналитическую зависимость между углом поворота управляемых колес и ρ.

Колеса переднего и заднего мостов повернуты так, что передний движется под углом α_a, а задний под углом α_b к оси трактора AB. При этом теоретический радиус поворота R может быть найден по известной зависимости [2, 3, 4]:

$$R = \frac{L}{tg\alpha_a + tg\alpha_b} . \qquad (6)$$

Имея значение теоретического радиуса поворота R можно найти величины радиусов поворота для центров передней R_a и задней R_b осей по выражениям:

$$R_a = \frac{R}{\cos\alpha_a}, \qquad R_b = \frac{R}{\cos\alpha_b}. \tag{7}$$

Значение радиуса поворота для центра масс R_o (т. O) может быть найдено при использовании теоремы косинусов для треугольника $O'OA$:

$$R_o^2 = R_a^2 + OA^2 - 2 \cdot R_a \cdot OA \cdot \cos(\frac{\pi}{2} - \alpha_a), \tag{8}$$

и с учетом зависимости $\cos(\frac{\pi}{2} - \alpha_a) = \sin\alpha_a$

$$R_o = \pm\sqrt{R_a^2 + OA^2 - 2 \cdot R_a \cdot OA \cdot \sin\alpha_a}. \tag{9}$$

Выражение 8 с учетом зависимости 3, после деления левой и правой частей на R_a^2 будет иметь вид:

$$\rho^2 = 1 + \frac{OA^2}{R_a^2} - 2 \cdot \frac{OA}{R_a} \cdot \sin\alpha_a. \tag{10}$$

Введем обозначение для соотношения положения центра масс и базы трактора

$$\varphi = \frac{OA}{L},$$

а также учитывая, что

$$\frac{OA}{R_a} = \varphi \cdot \cos\alpha_a \cdot (tg\alpha_a + tg\alpha_b); \qquad 2 \cdot \sin\alpha_a \cdot \cos\alpha_a = \sin 2\alpha_a$$

После преобразования выражения 10, получим:

$$\rho^2 = 1 + \varphi^2 \cdot \cos^2\alpha_a \cdot (tg\alpha_a + tg\alpha_b)^2 - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot (tg\alpha_a + tg\alpha_b) \tag{11}$$

и

$$\rho = \pm\sqrt{1 + \varphi^2 \cdot \cos^2\alpha_a \cdot (tg\alpha_a + tg\alpha_b)^2 - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot (tg\alpha_a + tg\alpha_b)}. \tag{12}$$

Как известно

$$\frac{d(\rho^2)}{dt} = 2\rho \cdot \frac{d\rho}{dt},$$

и, следовательно,

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{2\rho} \cdot \frac{d(\rho^2)}{dt}. \tag{13}$$

Дифференцируя по времени выражение (11), получим:

$$\frac{d(\rho^2)}{dt} = 2\phi \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)^2 \cdot \frac{d\phi}{dt} -$$
$$-2\phi^2 \cdot \cos\alpha_a \cdot \sin\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)^2 \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} +$$
$$+2\phi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) \cdot \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_a} \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} + \frac{1}{\cos^2 \alpha_b} \cdot \frac{d\alpha_b}{dt}\right) -$$
$$-\sin 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) \cdot \frac{d\phi}{dt} - 2\phi \cdot \cos 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} - \quad (14)$$
$$-\phi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_a} \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} + \frac{1}{\cos^2 \alpha_b} \cdot \frac{d\alpha_b}{dt}\right)$$

После преобразования будем иметь:

$$\frac{d(\rho^2)}{dt} = [2\varphi \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)^2 - \sin 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)] \cdot \frac{d\varphi}{dt} +$$
$$+[2\varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_a} - \varphi^2 \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)^2 -$$
$$-2\varphi \cdot \cos 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_a}] \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} + \quad (15)$$
$$+[2\varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_b} - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_b}] \cdot \frac{d\alpha_b}{dt}$$

или

$$\frac{d(\rho^2)}{dt} = \Phi' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + A' \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} + B' \cdot \frac{d\alpha_b}{dt} \quad (16)$$

где

$$\Phi' = 2\varphi \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)^2 - \sin 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)$$
$$A' = 2\varphi^2 \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) - \varphi^2 \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right)^2 -$$
$$-2\varphi \cdot \cos 2\alpha_a \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_a}$$
$$B' = 2\varphi^2 \cdot \left(tg\alpha_a + tg\alpha_b\right) \cdot \frac{\cos^2 \alpha_a}{\cos^2 \alpha_b} - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_b}$$

Используя зависимость 13, и введя переменную $\tau = tg\alpha_a + tg\alpha_b$, после проведения преобразований получим:

$$\frac{d\rho}{dt} = \Phi \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \mathrm{A} \cdot \frac{d\alpha_a}{dt} + \mathrm{B} \cdot \frac{d\alpha_b}{dt}$$

$$\Phi = \frac{2\varphi \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \tau^2 - \sin 2\alpha_a \cdot \tau}{2 \cdot \sqrt{1 + \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \tau^2 - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \tau}}$$

$$\mathrm{A} = \frac{\varphi^2 \cdot \tau - \varphi^2 \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \tau^2 - \varphi \cdot \cos 2\alpha_a \cdot \tau - \varphi \cdot tg\alpha_a}{\sqrt{1 + \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \tau^2 - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \tau}} \qquad (17)$$

$$\mathrm{B} = \frac{2\varphi^2 \cdot \tau \cdot \dfrac{\cos^2 \alpha_a}{\cos^2 \alpha_b} - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \dfrac{1}{\cos^2 \alpha_b}}{2 \cdot \sqrt{1 + \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \tau^2 - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \tau}}$$

Таким образом, при повороте трактора при постоянной скорости движения управляемого моста (постоянная частота вращения колеса), центр масс трактора будет испытывать ускорение, величина которого зависит от скорости изменения положения центра масс относительно передней оси ($d\varphi/dt$), скорости изменения направления движения переднего ($d\alpha_a/dt$) и заднего ($d\alpha_b/dt$) мостов.

Параметр Φ показывает долю влияния на ρ изменения положения центра масс относительно центра передней оси при повороте, Параметр A показывает долю влияния изменения направления движения передней оси (угла α_a) при повороте. Параметр B показывает долю влияния изменения направления движения задней оси (угла α_b) при повороте [2, 4].

Для трактора с передним управляемым мостом и неизменным положением центра масс относительно переднего моста будем иметь более простую зависимость:

$$\frac{d\rho}{dt} = \mathrm{A} \cdot \frac{d\alpha_a}{dt}$$

$$\mathrm{A} = \frac{\varphi^2 \cdot \tau - \varphi^2 \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \tau^2 - \varphi \cdot \cos 2\alpha_a \cdot \tau - \varphi \cdot tg\alpha_a}{\sqrt{1 + \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_a \cdot \tau^2 - \varphi \cdot \sin 2\alpha_a \cdot \tau}} . \qquad (18)$$

На основании изложенного можно определить две составляющие возникающей тангенциальной составляющей силы инерции при повороте трактора согласно выражению (5):

$$P_\tau = M \cdot \frac{dV_o}{dt} = M \cdot V_a \cdot \frac{d\rho}{dt} + M \cdot \rho \cdot \frac{dV_a}{dt} ,$$

или

$$P_\tau = P_R + P_V, \qquad (19)$$

где P_R – составляющая силы инерции от изменения радиуса кривизны при повороте

$$P_R = M \cdot V_a \cdot \frac{d\rho}{dt} \qquad (20)$$

где P_V – составляющая силы инерции от изменения скорости движения переднего моста

$$P_V = M \cdot \rho \cdot \frac{dV_a}{dt} \qquad (21)$$

На основании изложенного алгоритма силового воздействия колес трактора на почву при повороте была составлена программа расчета сил. Расчеты проводились для универсально-пропашного трактора ЛТЗ-155 тягового класса 2 со всеми ведущими и управляемыми колесами [2, 4, 5, 9].

Были проанализированы три варианта движения агрегата на повороте: только передними управляемыми колесами, передние и задние колеса поворачивались в разные стороны и траектория движения агрегата на повороте «крабом» без задержки включения задних управляемых колес.

Расчеты проводились для условий постоянной частоты вращения ведущих колес переднего моста, если трактор движется без торможения при повороте. Задавались различные законы изменения угла поворота колес переднего и заднего мостов. Рассматривался процесс поворота трактора на 90º, так как при повороте на 180º условия силового воздействия при сохранении режимов поворота аналогичны.

В первом случае, когда поворот осуществлялся только передними управляемыми колесами закон изменения углов поворота управляемых колес α_a и α_b для первого варианта поворота представлен на рис. 3. Там же показан закон изменения угла между осью трактора и направлением движения центра масс α_o. При первом варианте поворот осуществляется только за счет поворота колес переднего моста до угла, обеспечивающего радиус поворота 4,5 м и обратно для выхода из поворота [2, 3].

При первом варианте поворота для условий постоянной скорости движения первого моста 2,78 м/с силовое взаимодействие колес с почвой показано на рис. 4.

До начала поворота реакция каждого колеса переднего моста составляет 17,4 кН, а заднего – 11,6 кН. В начале поворота под действием силы P_{ON} происходит увеличение сил N_{A1} и N_{B1} на 0,7 и 0,4 кН, соответственно, на внешних колесах и уменьшение на сил N_{A2} и N_{B2} на 0,7 и 0,4 кН, соответственно, на колесах внутреннего участка поворота.

На первом участке поворота до 1,55 с после начала пока увеличивался угол поворота колес до 31 град. силы N_{A1} и N_{B1} еще увеличились до 20,9 и 13,5 кН, соответственно, на внешних колесах и уменьшились

на внутренних N_{A2} до 15,8 кН и N_{B2} до 10,0 кН. Изменение сил происходит за счет роста сил $P_ц$ и P_R при некотором снижении силы P_{ON}.

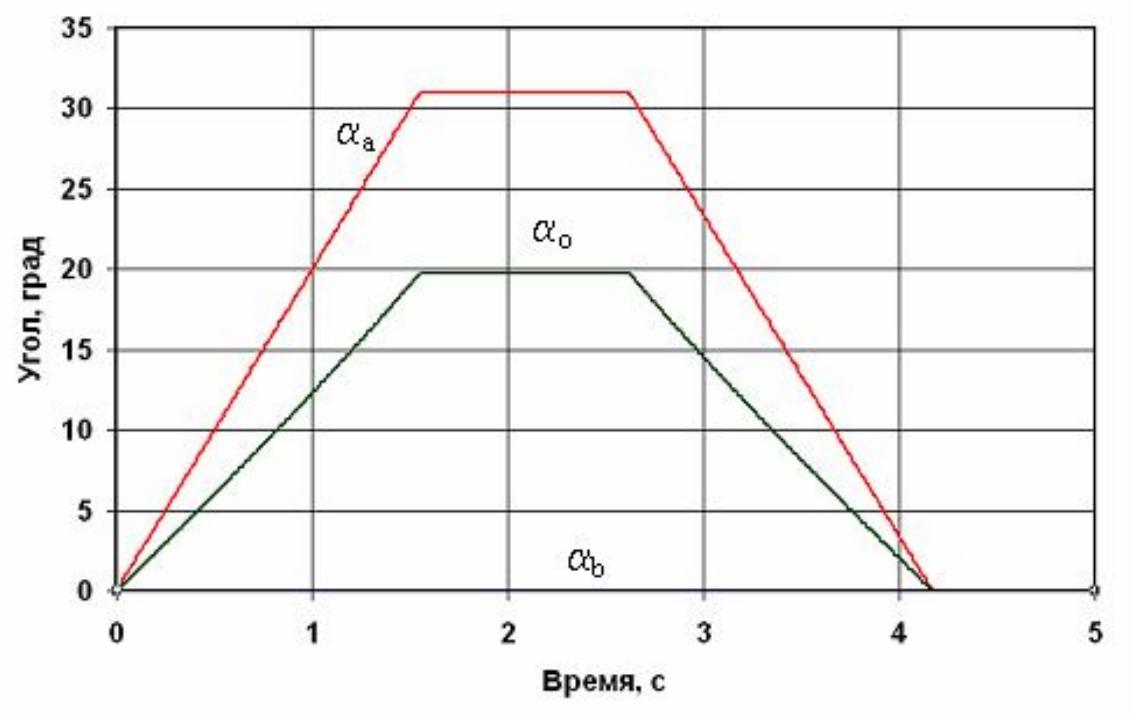


Рис. 3. Закон изменения углов поворота управляемых колес α_a и α_b для первого варианта поворота

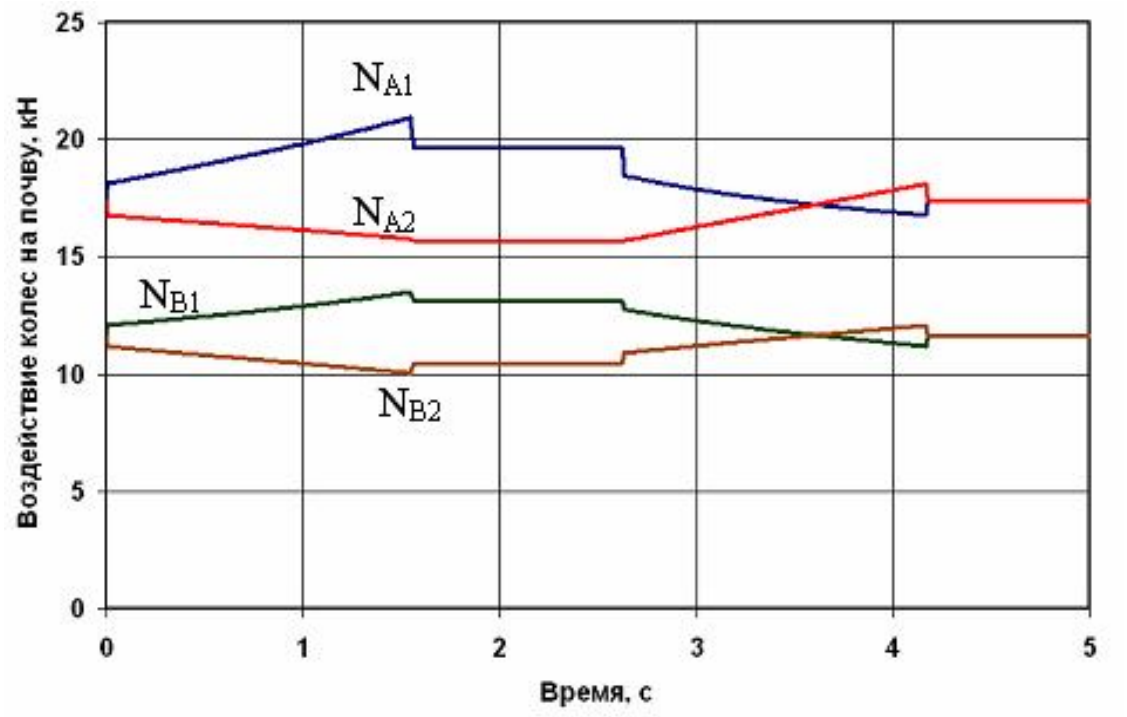


Рис. 4. Характер изменения сил действия колес на почву для первого варианта поворота

На втором участке поворота от 1,55 с до 2,62 с после начала, движение происходит при постоянном угле поворота колес – 31 град. Трак-

тор движется по окружности радиусом 4,5 м. Разница в силах между внешними и внутренними колесами из-за действия центробежной силы $P_ц$. Скачек сил в начале участка связан с прекращением действия сил P_{ON} и P_R, а в конце участка с их появлением на третьем участке.

Третий участок поворота начинается на 2,62 с и заканчивается на 4,17 с. На нем действуют те же силы, что и на первом участке, но силы P_{ON} и P_R меняют знак на противоположный. Силы N_{A1} и N_{B1} снижаются на 1,7 и 1,6 кН, соответственно, на внешних колесах и силы N_{A2} и N_{B2} увеличиваются на 2,4 и 1,2 кН, соответственно, на колесах внутреннего участка поворота. В конце участка скачек сил связан с прекращением действия силы P_{ON}, в результате чего происходит увеличение сил N_{A1} и N_{B1} на 0,6 и 0,4 кН, соответственно, и уменьшение на сил N_{A2} и N_{B2} на 0,7 и 0,5 кН, соответственно.

Проведенный анализ изменения сил показывает, что вначале поворота происходит увеличение сил на колесах внешнего радиуса поворота и снижение сил внутреннего радиуса. На последнем участке поворота их изменения меняются на противоположные. Максимальные значения имеет сила N_{A1} на переднем внешнем колесе и его значение достигает 20,9 кН, что на 20% превышает значение силы при прямолинейном движении. Далее были рассмотрены различные варианты движения трактора: с передними управляемыми колесами; передние и задние колеса поворачивались в разные стороны и третий способ, когда поворот осуществлялся «крабом» [6, 7].

При переходе с одного участка поворота на другой, возникал скачек сил, который может быть связан с резкими изменениями условий движения трактора при повороте. Для подтверждения этого предположения был реализован расчет поворота трактора при плавном изменении углов управляемых колес по гармоническому закону, как показано на рис. 5.

Скорость движения переднего моста составляла 2,78 м/с, а максимальное значение углов поворота обоих мостов было выбрано таким образом, чтобы продолжительность поворота составляла 4,18 с, как и для первого варианта поворота.

При варианте поворота с гармоническим законом изменения углов поворота управляемых колес α_a и α_b со скоростью 2,78 м/с силовое взаимодействие колес с почвой показано на рис. 6.

Как следует из представленных на рис. 6 результатов, при обеспечении плавного изменения углов поворота управляемых колес скачки сил отсутствуют и наблюдается их плавное изменение на всех участках поворота.

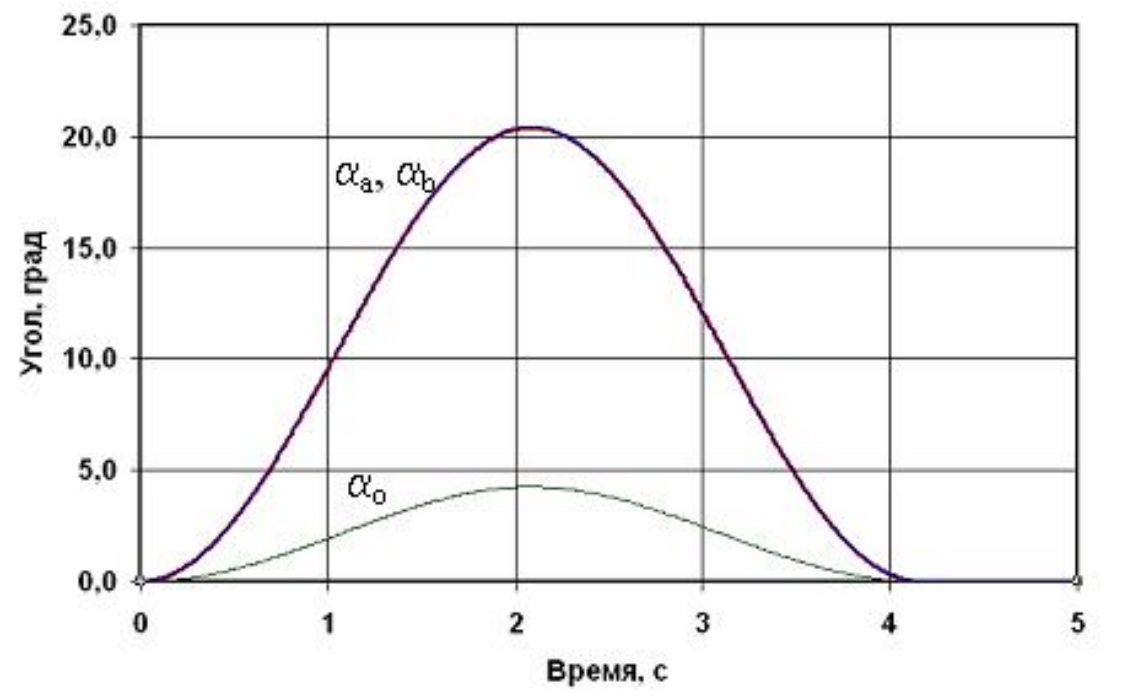


Рис. 5. Гармонический закон изменения углов поворота управляемых колес α_a и α_b со скоростью 2,78 м/с

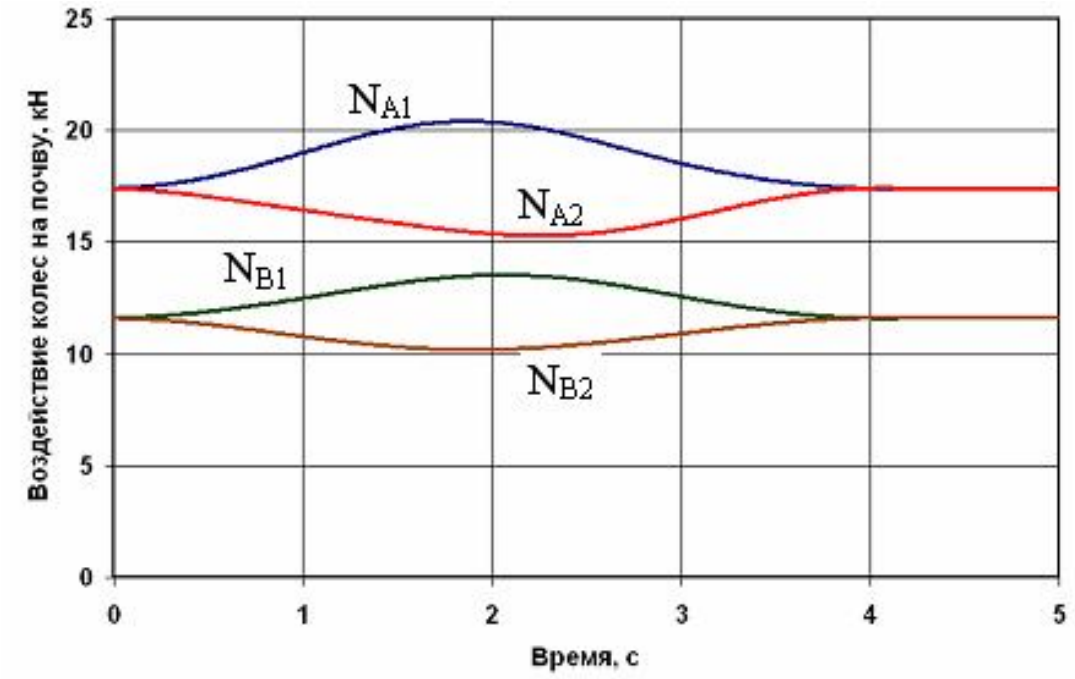


Рис. 6. Характер изменения сил действия колес на почву для третьего варианта поворота со скоростью 2,78 м/с

На основании полученных результатов расчета можно сделать следующие выводы:

1. Условия движения трактора при повороте оказывают влияние на величину воздействия движителей на почву, и это воздействие может

превышать значение при прямолинейном движении на 20% более, а это приводит к увеличению уплотнения почвы.

2. Наибольшие нагрузки возникают на переднем управляемом колесе внешнего радиуса поворота и по величине его воздействия можно оценивать различные варианты поворота.

3. При одинаковой скорости движения и радиусе поворота трактор с двумя управляемыми мостами создает меньшие нагрузки на почву, чем с одним передним. Так при скорости движения 2,78 м/с и радиусе поворота 4,5 м максимальное воздействие ведущих колес у трактора с двумя управляемыми мостами максимальное значение силы на переднем внешнем колесе на 0,5 кН или на 2,5 % ниже, чем при повороте с одним передним управляемым мостом.

4. Предлагаемый вариант поворота трактора, с применением движения на повороте «крабом» и использованием гармонического закона движения, позволяет при скорости движения 2,78 м/с уменьшить максимальное значение силы на переднем внешнем колесе на 2,4 кН или на 9% ниже, чем при повороте трактора с передними управляемыми колесами.

5. Снижение скорости движения при повороте с 2,78 м/с до 1,7 м/с позволяет снизить максимальные нагрузки на почву от 3 % до 10 % в зависимости от выбранного варианта поворота. Чем выше изменение силового воздействия при повороте, тем большее влияние на него оказывает скорость движения при повороте.

6. Для каждых условий поворота и модели трактора можно выбрать режим поворота, обеспечивающий минимальное изменение нагрузки на почву при повороте и этот режим может быть обеспечен только при компьютерном управлении направлением движения.

Список литературы

1. Беспятый, Ф.С. Конструкция, основы теории и расчет трактора [Текст] / Ф.С. Беспятый, И.Ф. Триицкий.– Москва: Машиностроение, 1972. – 502 с.

2. Козлов, Д.Г. Снижение динамической нагруженности почвы при криволинейном движении комбинированного МТА на базе трактора тягового класса 2: дис…канд.техн.наук / Д.Г. Козлов. – Мичуринск-Наукоград, 2013. – 146 с.

3. Козлов, Д.Г. К вопросу о выборе шин и балластировании трактора [Текст] / Д.Г. Козлов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 3 (46). – С. 119-125.

4. Козлов, Д.Г. Математическая модель и результаты математического моделирования силового воздействия трактора на почву [Текст] /

Д.Г. Козлов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. – № 2(37). – С. 267-276.

5. Козлов, Д.Г. Совершенствование системы рулевого управления транспортным средством [Текст] / Д.Г. Козлов // Вестник Орловского государственного аграрного университета. – 2015. – №2(53). – С. 45-50.

6. Патент 2240943 Российская Федерация, МПК7 С1 7В 62 Д 7/14. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами / А.Н. Беляев, Д.А. Глаголев, Д.Г. Козлов; заявитель и патентообладатель Воронеж: ВГАУ. – №2240343 опубл.27.11.04. Бюл. №33. – 4 с.

7. Патент 2277488 Российская Федерация, МПК7 С1 7В 62 Д 7/14. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами / А.Н. Беляев, В.И. Калашник, Е.М. Попов, Д.Г. Козлов, Крюков В.И.; заявитель и патентообладатель Воронеж: ВГАУ. – №2277488 опубл.10.06.2006. Бюл. №16. – 7 с.: ил.

8. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1988. – 376 с.

9. Тырнов, Ю.А. Интегральный трактор. Основные потребительские свойства и использование в составе машинных агрегатов и технологий [Текст]: монография / Ю.А. Тырнов [и др.]. – Воронеж: ИСТОКИ, 2003. – 218 с.

УДК 628.932.1

Козлов Д.Г.

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ СВЕТОДИОДНОЕ ОСВЕЩЕНИЕ В УСЛОВИЯХ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье приведен анализ источников света и дана краткая сравнительная характеристика источникам применяемым в защищенном грунте. Предложен вариант энергосберегающего светодиодного освещения с использованием RGB источников для подсветки растений и создания благоприятных условий для их роста, а также снижении затрат на производство продукции в целом.

Ключевые слова: светодиодное освещение, спектральный состав, RGB светодиоды, светодиодная лента

Abstract. The article presents the analysis of light sources and brief comparative characteristics of sources used in greenhouses. A variant of the energy-efficient led lighting using RGB sources to illuminate the plants and create favorable conditions for their growth and reducing the cost of production in General.

Keywords: led lighting, spectral composition, RGB LEDs, led strip.

В связи с развитием технологий освещения и вызванным интересом к энергосбережению, сделан ряд предпосылок по технологиям интенсивного производства продукции растениеводства без использования земли, а с применением культивационных колонн снабжающих корневую систему аэрозолем питательного раствора [6]. Всем известные технологии верхнего освещения - слишком расточительны и функционально недостаточны.

Более двухсот лет назад ученые заметили, что растения питаются водой, воздухом и светом. Существует точка зрения, что "белый" солнечный свет является наилучшим для растений, так как растения ему наиболее приспособлены [2].

На самом деле, растения приспособлены только к спектральным составам излучения, которые доходят до них в условиях их экологической ниши. На разных широтах и в течение года спектр излучения может значительно изменяться, т.е. солнечного света не может быть достаточно в качестве всеобщего охвата, на весь комплект растений.

К.А. Тимирязев с помощью экспериментальных исследований доказал, что источником энергии для фотосинтеза растений являются преимущественно лучи красного спектра. Доля синего света также очень важна для здорового развития растений. Отсутствие синего света приводит к чрезмерному росту в длину и пожелтение листьев [8]. Эти факты не учитываются в тепличном освещении, поскольку все считают, что на ярком солнечном свете достаточно энергии для хорошего развития растений.

Во многих ведущих сельскохозяйственных предприятиях АПК, этих факторы были проанализированы, и для этого они дополнительно производят облучение растений недостающими части спектра, с целью создания оптимальных условий для нормального развития растений в защищенном грунте [3, 4, 5].

До недавнего времени в качестве дополнительного источника света использовались в основном только натриевые лампы высокого давления, металлогалогенные лампы, и в меньшей степени, люминесцентные лампы. Создание светодиодных светильников позволило выйти на новый этап качественного освещения растений.

Среди практических работников идут споры о методологии дополнительного освещения, наиболее подходящих источниках света и др. Мы считаем, что пока окончательного решения о пользе и вреде различных ламп нет, но можно и даже нужно попробовать поэкспериментировать с RGB светодиодами. RGB светодиоды позволяют менять цвет

и яркость, которая сама расширяет основу экспериментальных исследований в этой области, следовательно, нерешенных проблем в этой области действительно много. Не всем растениям на разных стадиях роста, необходимы одинаковые длины волн. Для освещения цветов и овощей должны быть разные спектры и соответственно разные длины волн. Сеянцы должны охватывать более интенсивным светом, чем взрослое растение. Для правильного развития растений, важно, чтобы они получали сбалансированную цветовую гамму по всему спектру света. RGB светодиоды позволяют решить эти вопросы. Во-первых, для корректировки цвета светодиодов появляется создать универсальный источник света для освещения парника. Во-вторых, наибольшие преимущества по изменению яркости. Растениям в теплице для роста требуется определенный уровень освещенности. Естественное освещение изменяется в зависимости от времени года и времени суток. Использование традиционных источников света не позволяет с достаточной точностью поддерживать заданный уровень освещенности при возделывании культур в защищенном грунте.

Изменение яркости светодиодов решает эту проблему. Также решается еще один важный вопрос – сокращение расходов на потребление энергии. Но световая энергия, полученная с помощью искусственных источников света, является одной из самых дорогих, при выращивании растений в условиях светокультур. Таким образом, освещение на основе СИД технологии, не смотря на свою несколько высокую стоимость (по сравнению с натриевыми лампами и ртутными лампами), являются наиболее выгодными [2].

Естественно предположить, что дневной свет наряду с питательными веществами и водой является одним из важнейших факторов для выращивания растений, но при свете дня ее может и не хватать. Промышленные производители сельскохозяйственных культур более склонны к использованию искусственного освещения, с помощью которого выращивание растений длится практически круглый год, при этом улучшается контроль над процессами вегетации и цветения (плоды) [1].

Экспериментальные исследования показали, что теоретический предел для светодиодов 320 люмен на ватт, и достижимый параметр на ближайшие годы, скорее всего, будет сумма в 213 люмен на ватт [9].

По нашему мнению, если современные светодиоды обеспечивают даже 100 люмен на ватт, то это отличный вариант для использования столбцов или гирлянд в технологии интенсивного растениеводства, что является хорошим показателем снижения затрат энергии.

Суть предложения состоит в том, что над выращиваемыми растениями помещены (на специальных кронштейнах) 4-5 лент со светодио-

дами. Эти ленты можно собрать самостоятельно, и эта работа может быть завершена даже не продвинутыми в электротехнике студентами. Большинство материалов для изготовления контроллера, можно вынуть из блока управления китайской гирляндой. Хотя число режимов коммутации и выходов контроллера, может быть минимальным, но в этом случае простота технологической схемы производства оправдывает себя. Общая (принципиальная) схема может быть представлена в виде (рис. 1).

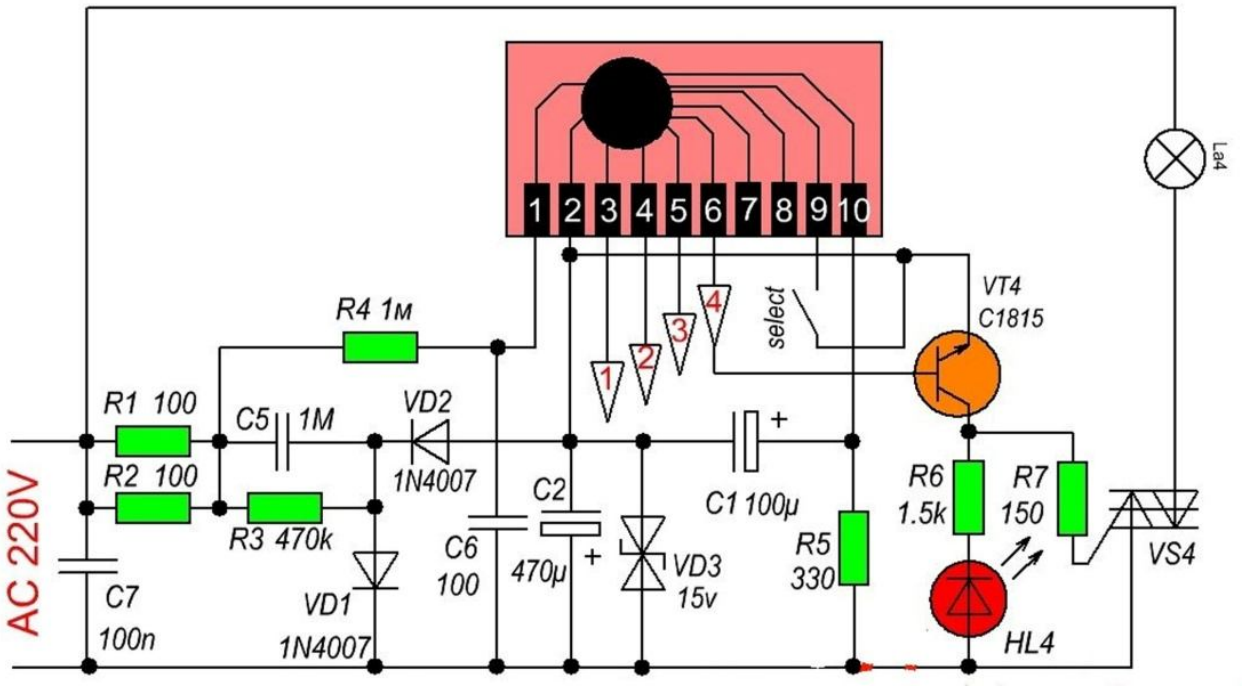


Рис.1. Принципиальная схема блока управления гирляндой

В промышленной схеме RGB контроллера используется выходной мощный тиристор в схеме. На их вход и подается сигнал с микросхемы управления гирляндой [7].

Собрать самодельный RGB контроллер для светодиодной ленты – это вполне посильная задача. Общая экономия от этого, заключается в том, что если нет возможности приобрести специальный импульсный блок питания, который достаточно дорогостоящий, его можно самому изготовить.

Чтобы уточнить возможности создания такого контроллера, то полезно познакомиться с еще одной схемой, где приведен выходной каскад контроллера HW-RGB-C7-1 (рис. 2) [7].

Что должна сочетать лента со светодиодами, чтобы существенно повысить эффективность фотосинтетических процессов у растений и ускорения их развития и формирования плода?

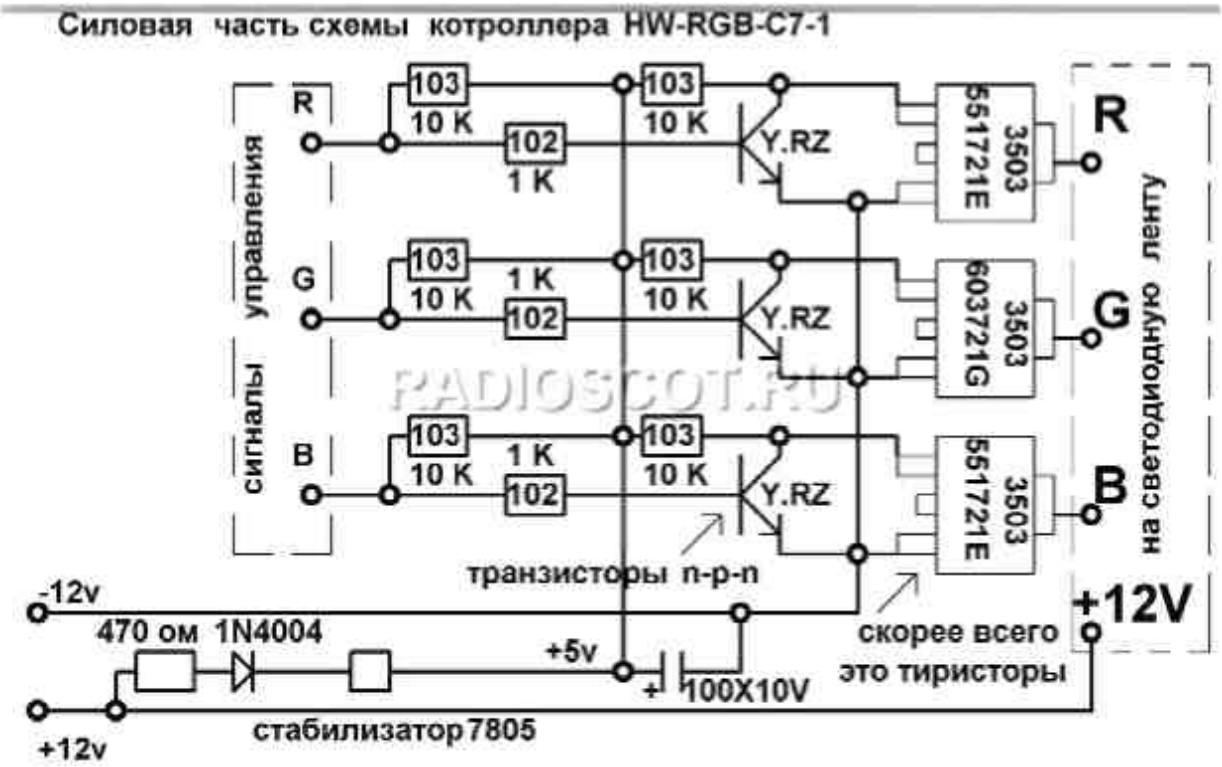


Рис. 2. Силовая часть схемы контроллера HW-RGB-C7-1

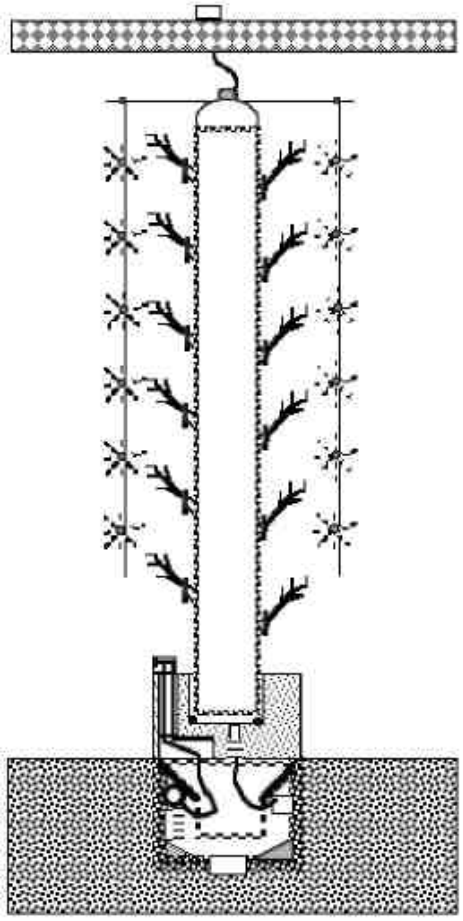


Рис. 3. Общий вид столбиков с лентами из светодиодов

Этот вопрос всегда будет изучаться учеными для каждого вида растений и даже для представителей одного вида, которые имеют раз-

личные характеристики. Однако, для большинства растений, особенно для томатов, можно использовать эту строку из набора светодиодов в одной ленте: красный, синий, оранжевый, голубой, красный, оранжевый, белый и потом опять та же цепочка, начиная с красного. Чаще всего выпускаемые промышленные источники света для защищенного грунта выпускают светильники с цветовой гаммой: синего и красного цвета, как наиболее рациональные для роста и развития растений.

Это конструктивный модуль или так называемая начальная цепочка из будущей ленты. Общий вид столбиков с лентами из светодиодов для выращивания растений показан на рис. 3.

Оптимисты-экологи подсчитали, что современные светодиоды эффективнее ламп накаливания, люминесцентных ламп и галогенных светильников. Новые светодиоды в ближайшие 10 лет, при условии широкого внедрения, позволит сэкономить на земле около двух триллионов долларов, экономия энергии будет составлять 18,3 тераватт-часов, сокращение выбросов CO_2 за «LED» десятилетие составит около 11 гигатонн, а потребления нефти – почти миллиард баррелей и 280 электростанции могут быть закрыты [1].

Список литературы

1. GidraBox [Электронный ресурс] – Режим доступа: [URL: http://gidrabox.ru/] (актуальность 23.11.2015).

2. PHILEDS [Электронный ресурс] – Режим доступа: [URL: http://www.phileds-voronezh.ru/] (актуальность 23.11.2015).

3. Бушлякова, Л.В. Светодиодные светильники как источник устойчивого развития растений защищенного грунта [Текст] / Л.В. Бушлякова, Д.Г. Козлов // Прикладные задачи электромеханики, энергетики, электроники. Инженерные идеи XXI века: труды Всерос. студенческой науч.-техн. конф. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГТУ. – С. 81-84.

4. Козлов, Д.Г. Анализ применения фотоэнергетики при предпосевной обработке семенного материала [Текст] / Д.Г. Козлов, Р.К. Савицкас, Л.Н. Титова // Электротехнические комплексы и системы управления, №2 (34), 2014. – С. 66-71.

5. Лещева, О.В. Исследование источников оптического излучения применяемых в защищенном грунте [Текст] / О.В. Лещева, Д.Г. Козлов // Прикладные задачи электромеханики, энергетики, электроники, инженерные идеи XXI века: Труды Всерос. студ. научн.-техн. конф. 20-21 мая 2014. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГТУ. – С. 66-69.

6. Пат. 2248120 Российская Федерация, МПК[7] A01G31/02. Устройство для выращивания растений / Антуфьев И.А.; заявитель и патен-

тообладатель Антуфьев И.А. – №2248120 опубл. 10.02.2004. Бюл. №8. – 7 с.

7. Самодельный светодиодный RGB контроллер [Электронный ресурс] – Режим доступа: [URL: http//radioskot.ru/publ/ svetodiody/ samodelnyj_svetodiod-nyj_rgb_kontroller/3-1-0-72] (актуальность 23.11.2015).

8. Тимирязев, К.А. Избранные произведения в 4 томах [Текст] / К.А. Тимирязев. – Москва: Сельхозгиз, 1948-1949. – 2234 с.

9. Энергоэффективное освещение [Электронный ресурс] – Режим доступа: [URL: http//enef.su/news/83/] (актуальность 23.11.2015).

УДК 629.114.2

Жутов А.Г.

СНИЖЕНИЕ ГАЛОПИРОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С УПРУГИМИ ПРИВОДАМИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС В ПРОЦЕССЕ РАЗГОНА

Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия, г. Волгоград

Аннотация. В статье рассматриваются угловые колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости (галопирование) в процессе разгона и установившегося движения МТА с упругодемпфирующими звеньями в силовой передаче.

Ключевые слова: разгон, упругодемпфирующие привод, гироскопические датчики, галопирование.

Annotation. In the article the angular oscillations of the core of the tractor in the longitudinal vertical plane (pitching) during acceleration and steady motion MTA with elastic damping in the power transmission links.

Key words: acceleration, elastic-damping drive, gyroscopic sensors, pitching.

Комплексом проведенных нами исследований установлено, что на трансмиссию с пониженной жесткостью в меньшей степени сказываются угловые колебания, вызванные наездом колесами трактора на неровности [4] и вследствие колебания крюковой нагрузки. Последняя в свою очередь стабилизируется при наличии упругодемпфирующих звеньев в системе передачи энергии [1, 2, 3, 4]. В целом, все это способствует уменьшению угловых колебаний трактора в продольно-вертикальной плоскости. Так, при разгоне исследуемого транспортного агрегата в составе трактора класса 1,4 (МТЗ-80) и двухосного прицепа (ПСЕ-12,5) на 3-ей передаче без редуктора при оборотах двигателя 2200 об/мин и резком включении муфты сцепления

угол поворота остова трактора в продольно-вертикальной плоскости с жестким приводом составляет 0,75°. Угол поворота остова трактора в продольно-вертикальной плоскости измерялся с помощью датчиков на основе гироскопических чувствительных элементов. Для этой цели использовались авиационные комплексы, сигналы которых преобразовывались специально созданным устройством для последующей регистрации осциллографом.

При этом «всплески» крутящего момента и крюковой нагрузки соответственно равны: Мк =6,48 кНм и Ркр =13,35 кН. В случае разгона с эластичным приводом при тех же условиях угол поворота равен 0,45°. «Всплески» крутящего момента и крюковой нагрузки соответственно равны: Мк=4,76кНм и Ркр=9,55 кН (рис.).

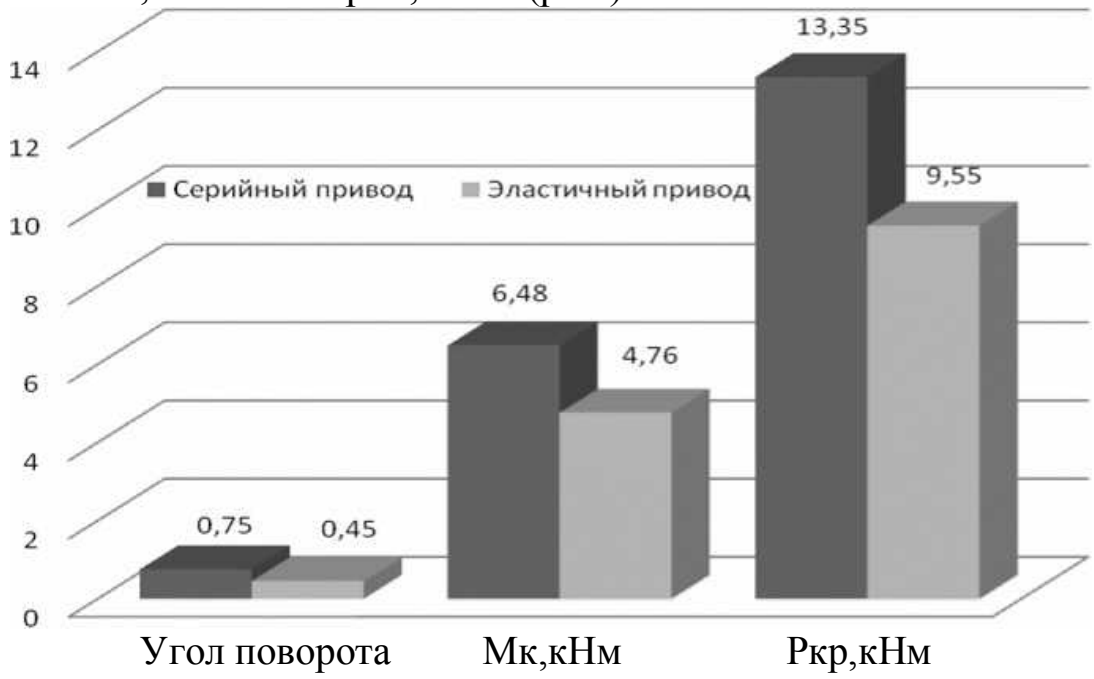


Рис. Разгон транспортного агрегата на 3-ей передаче без редуктора

Вследствие сглаживания пиков крюковой нагрузки (на 38 %) и крутящего момента (на 36 %) с эластичными элементами происходит более плавный и, в то же время более интенсивный разгон агрегата (сокращается время разгона за счет того, что снижается буксование и в меньшей степени уменьшается частота вращения коленчатого вала двигателя).

При этом трактор в значительно меньшей степени опрокидывается в продольно-вертикальной плоскости: величина угла поворота снижается на 40 %.

Аналогичные явления происходят при разгоне и на других передачах. Так, при разгоне агрегата на 5-ой передаче без редуктора при

тех же условиях угол поворота остова трактора с жестким приводом составляет 1,60°, с эластичным - 0,98°. Имеет место уменьшение угла поворота остова на 38 %.

Таким образом, здесь происходят следующие явления. При разгоне агрегата с серийным приводом динамичность действия нагрузок в определенной степени сглаживается буксованием муфты сцепления, ведущих колес. При этом безвозвратно теряется энергия, причем во вредном направлении: происходит износ дисков муфты сцепления, износ шин, истирание почвы. Частично энергия запасается в виде потенциальной энергии подъема центра тяжести трактора при повороте остова относительно ведущих полуосей. Затем, запасенная таким образом энергия, возвращается (при возврате часть её все же теряется на пробуксовку).

При установке упругодемпфирующих приводов (упругих элементов) значительная часть энергии пиковых нагрузок аккумулируется упругими элементами. Поэтому меньшая часть энергии уходит на рассеивание пробуксовкой и на опрокидывание остова трактора. Снижение буксования и угла опрокидывания остова трактора благоприятно сказываются на всех эксплуатационных показателях, в том числе, на устойчивости и управляемости трактора и агрегата в целом [5].

В принципе, пробуксовку ведущих колес можно рассматривать как своеобразное предохранительное устройство, а поворот остова трактора как естественный упругий элемент, снижающий пики нагрузок. В первом случае энергия попусту рассеивается, во втором запасается, а затем расходуется в полезном направлении.

Однако, в отличие от упругодемпфирующих приводов, аккумулирующих ударные нагрузки в виде потенциальной энергии деформации упругого элемента, во втором случае энергия запасается за счет поворота остова трактора, что разгружает передний мост и неблагоприятно сказывается на устойчивости и управляемости.

Аналогичные явления наблюдаются при действии пиковых нагрузок и на установившемся режиме движения. На установившемся режиме движения установлено снижение стандарта угла поворота остова трактора (снижение галопирования) на 12-19 % для широкого диапазона скоростей движения (на 2-ой - 8-ой передачах).

Таким образом, установка упругодемпфирующих приводов в систему передачи энергии способствует существенному «смягчению» динамики взаимодействия в системе «трактор-прицеп-опорное основание», уменьшению колебаний, в частности галопирования, что благоприятно сказывается на всех эксплуатационных показателях, в том

числе, на устойчивости и управляемости трактора и агрегата в целом.

Список литературы

1. Павленко, С.Т. Как увеличить срок службы муфты сцепления и трансмиссии трактора Т-40А [Текст] / С.Т. Павленко, О.И. Поливаев, В.В. Елисеев // Техника в сельском хозяйстве. – 1974. – №11. – С.69 – 70.

2. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора [Текст] / О.И. Поливаев, А.В. Панков, В.П. Иванов, Е.Д. Золотых // Тракторы и сельхоз машины, 2011. – №3. – С.43 – 45.

3. Снижение нагруженности трансмиссии трактора ЛТЗ-155 от внешних воздействий [Текст] / О.И. Поливаев, Н.В. Кочетков, А.Н. Беляев, Н.Е. Гусенко // Техника в сельском хозяйстве, 1993. – №3. – С.26 – 27.

4. Аврамов, В.И. Снижение динамической нагрузки на переходных режимах работы МТА [Текст] / В.А. Аврамов, С.Д. Фомин // Механизация и электрификация с.-х. – 2004. – №8. – С. 24-25.

5. Фомин, С.Д. Устойчивость движения транспортного агрегата с пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом ведущих колес [Текст] / С.Д. Фомин, В.И. Аврамов // Механизация и электрификация с.-х. – 2004. – №8. – С. 17-19.

УДК 631.354.2

Баскаков И.В., Гиевский А.М., Оробинский В.И., Чернышов А.В.

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА «LOAD-SENSING» – РЕЗЕРВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОМБАЙНОВ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра «I, Воронеж

Аннотация. В статье рассмотрена гидравлическая система «Load-sensing», работающая на основе пропорциональности величины расхода рабочей жидкости с его потребностью, выявлены основные преимущества и недостатки.

Ключевые слова: гидравлическая система «Load-sensing», давление рабочей жидкости, гидронасос.

Abstract. The article deals with the hydraulic system «Load-sensing», working on the basis of proportional flow rate of the working fluid to his needs, identified the main advantages and disadvantages.

Keywords. hydraulic system "Load-sensing", oil pressure, hydropump.

В настоящее время требования, предъявляемые к сельскохозяйственной технике, становятся всё более жёсткими. В связи с этим гидрофицированность современных машин постоянно возрастает. Так, зерно-

уборочный комбайн ДОН-1500Б, выпускаемый в конце XX века, имел три независимые гидросистемы, а современный роторный РСМ-181 «Torum-740» уже семь [1].

Гидравлическая система позволяет повысить производительность агрегата, облегчить условия труда, снизить расход топлива, улучшить качество выполнения работ, уменьшить затраты на ремонт и техническое обслуживание. Однако в конструкции отечественной техники до сих пор используются устаревшие схемы гидроприводов, которые мало чем отличаются от выпускаемых ещё в прошлом веке. Подобные гидравлические системы не отвечают современным требованиям по производительности, качеству, надёжности и безотказности работы. Они требуют больших затрат на эксплуатацию и обслуживание.

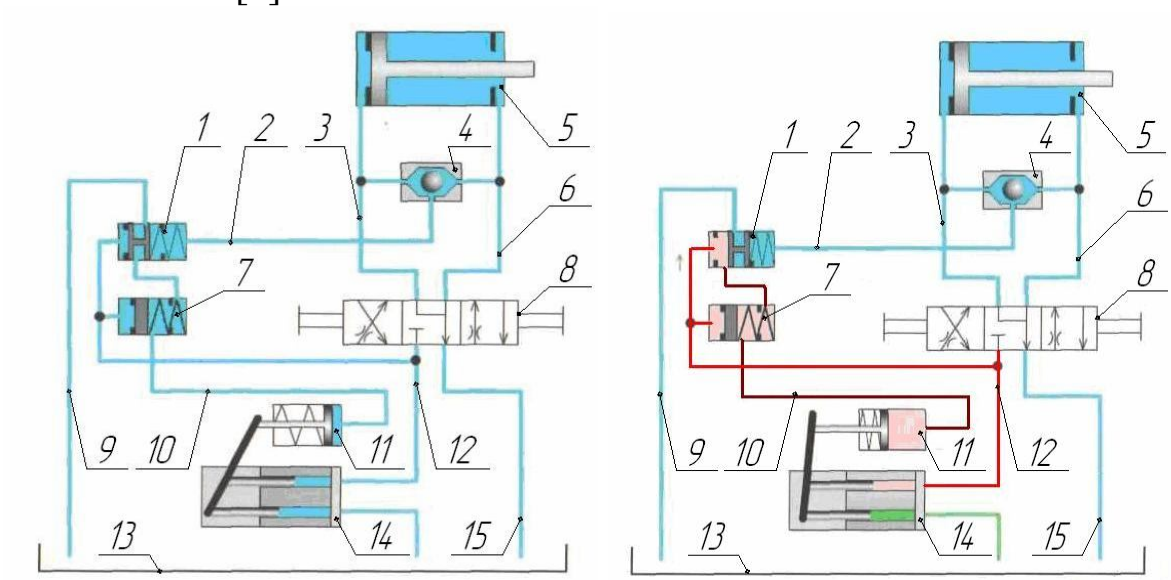
В большинстве случаев отечественные гидравлические системы работают в режиме постоянного потока рабочей жидкости, даже если все потребители отключены [2, 3]. При этом масло постоянно переливается в бак, вызывая перерасход энергии, снижение надёжности и долговечности гидропривода в виду циркуляции «лишней» мощности, которая интенсивно изнашивает рабочие элементы. Особенностью современных гидросистем является изменяющийся режим её работы в зависимости от величины расхода рабочей жидкости. На данном принципе функционирует система «Load-sensing», которая широко применяется в зарубежной сельскохозяйственной технике [4, 5, 6]. При этом мгновенное давление нагрузки служит сигналом обратной связи для управляющего устройства, которое в свою очередь, устанавливает необходимый режим работы насоса.

Применение системы «Load-sensing» позволяет снизить энергозатраты за счёт уменьшения потерь мощности, увеличить промежутки времени между техническим обслуживанием, улучшить динамику гидропривода, а также повысить общий КПД. Кроме того, подобные устройства уменьшают шумность и вибрации, по сравнению с традиционными механизмами.

Рассмотрим принцип действия системы «Load-sensing» на примере конструкции, применяемой фирмой «Claas» [6]. В процессе эксплуатации возможно четыре основных этапа функционирования: покой, готовность, работа, ограничение давления.

При отключенном приводе регулируемый насос *14* (рис. 1*а*) находится в положении максимальной подачи, но давления не создаёт. Управляемые золотники клапана высокого давления *7* и компенсационного клапана *1* силой пружин удерживаются в исходной позиции. Поэтому цилиндр сервоуправления *11* соединён через гидролинии *10*, *9* и полости клапанов *7*, *1* со сливом в бак *13* [6].

При включении привода, регулируемый насос *14* (рис. 1б) производит подачу потока и нагнетает давление рабочей жидкости через гидролинию *12*, подпирающее закрытый распределитель *8*, клапан высокого давления *7* и компенсационный клапан *1*. Так как сопротивление пружины компенсационного клапана *1* является минимальным, его золотник сдвигается. При этом открывается соединение гидролинии давления *12* с цилиндром сервоуправления *11* через полость клапана высокого давления *7* и маслопровод *10*. Шток сервоцилиндра *11* перемещается, преодолевая усилие пружины, и устанавливает насос *14* в положение минимальной подачи, необходимой для поддержки давления готовности насоса к работе, компенсируя внутренние утечки. Причём давление готовности зависит от силы, создаваемой пружиной компенсационного клапана *1* [6].



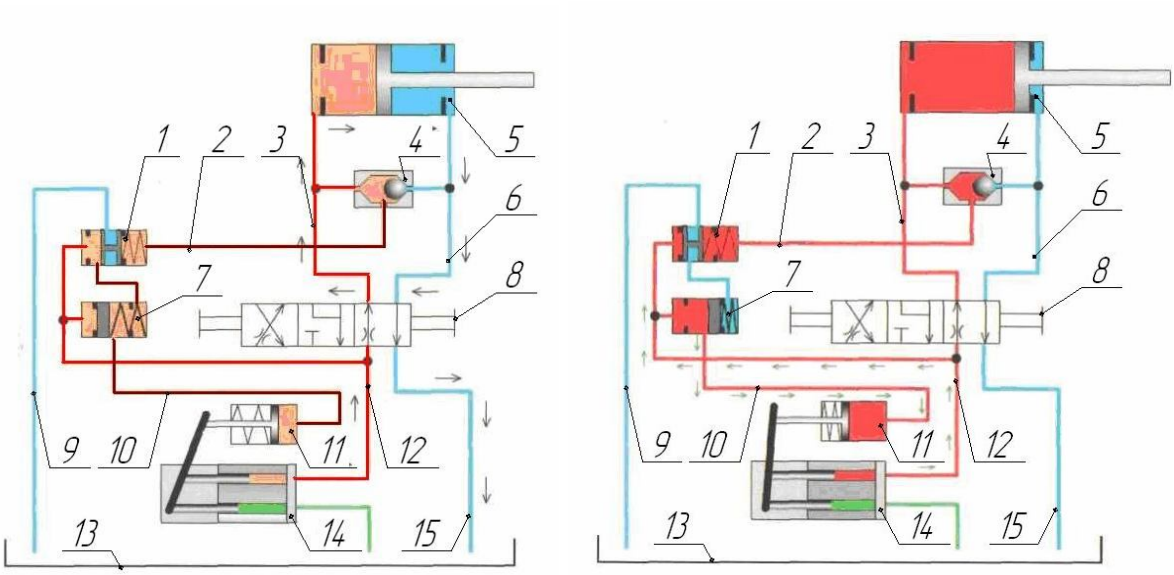
а *б*

Рис. 1. Принцип действия системы «Load-sensing»
в режиме покоя и готовности:
а – положение покоя; б – положение готовности; 1 – компенсационный клапан; 2, 3, 6, 9, 10, 12 и 15 – гидролинии; 4 – клапан переключающийся; 5 – гидроцилиндр; 7 – клапан высокого давления; 8 – гидрораспределитель; 11 – цилиндр сервоуправления; 13 – гидробак; 14 – регулируемый гидронасос

При переводе гидрораспределителя *8* (рис. 2*а*) в одно из крайних положений происходит соединения гидролинии нагнетания *12* с маслопроводом *3* и как следствие, включение гидроцилиндра *5*. При этом часть потока ответвляется в переключающий клапан *4*, который запирает канал слива и через канал *2* подаёт сигнал управления к компенсационному клапану *1*. В результате одинакового давления с обеих сторон, пружина сдвигает золотник компенсационного клапана *7* влево. По-

скольку полости клапанов *1*, *7* соединены через гидролинию *10* с сервоцилиндром *11*, то в нём сбрасывается давление, влияющие на подачу потока насосом *14*. Возрастающий напор приводит к повышению давления перед дросселем распределителя *8*, сдвигая золотник компенсационного клапана *1* в позицию регулирования. Производительность насоса *14* выставляется в соответствие с потребностью гидроцилиндра *5* [6].

Достижением штоком гидроцилиндра *5* (рис. 2*б*) крайнего положения или любое другое механическое ограничение приводит к возрастанию давления до бесконечности. Клапан высокого давления *7* ограничивает производительность насоса *14*, защищая гидравлическую систему от повреждений. Максимально допустимое давление сдвигает золотник клапана *7* против силы сжатия пружины вправо, соединяя, тем самым, линию давления *12* с цилиндром сервоуправления *11* через маслопровод *10*. Высокое давление в системе воздействует на цилиндр сервоуправления *11*, который выставляет регулируемый насос *14* в положение минимальной подачи [6].



а *б*

Рис. 2. Принцип действия системы «Load-sensing»
в режиме работы и ограничения давления:
а – рабочее положение; б – положение ограничения давления; 1 – компенсационный клапан; 2, 3, 6, 9, 10, 12 и 15 – гидролинии; 4 – клапан переключающийся; 5 – гидроцилиндр; 7 – клапан высокого давления; 8 – гидрораспределитель; 11 – цилиндр сервоуправления; 13 – гидробак; 14 – регулируемый гидронасос

Таким образом, давление насоса поддерживается равным давлению нагрузки наиболее нагруженного потребителя плюс постоянное управляющее давление. С помощью компенсационных клапанов под-

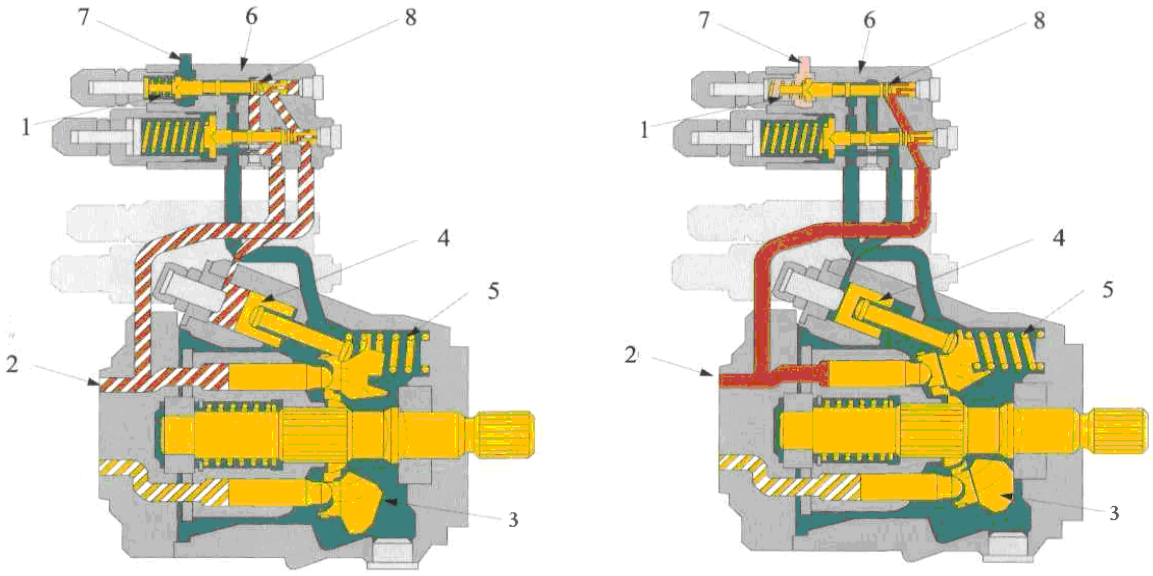
держивается постоянный перепад давления на дросселях, что и определяет отсутствие зависимости скорости потребителя от его нагрузки. Это и является основным принципом работы системы «Load-sensing». При этом насос даёт расход и давление, обусловлено реальной потребностью.

Принцип действия гидронасоса системы «Load-sensing» следующий. При отключенном приводе насоса поршень цилиндра сервоуправления *4* (рис. 3*а*) разгружен, система находится в режиме покоя. Пружина *5* устанавливает наклон поворотной шайбы *3* на максимальный угол, а следовательно, и на максимальную подачу. При включении привода насос будет работать с максимальной производительностью, создавая давление в канале *2* за кратчайшее время. Этим давлением сдвигается золотник *8* компенсационного клапана *6*, сжимая пружину *1*, и затем подпирается поршень цилиндра сервоуправления *4*. Положение поворотной шайбы *3* насоса принимает минимальный угол наклона, необходимый для поддержания давления в системе для удержания пружины *1* в заданном положении [6].

При поддержке пружины *1* (рис. 3*б*) сигналом управления *7*, который поступает от переключающегося клапана *4* (рис. 2), золотник *8* (рис. 3*б*) открывает соединение между цилиндром сервоуправления *4* и сливом. Пружина *5* выталкивает масло из сервоцилиндра *4* и поворотная шайба *3* насоса наклоняется, увеличивая создаваемый поток [6].

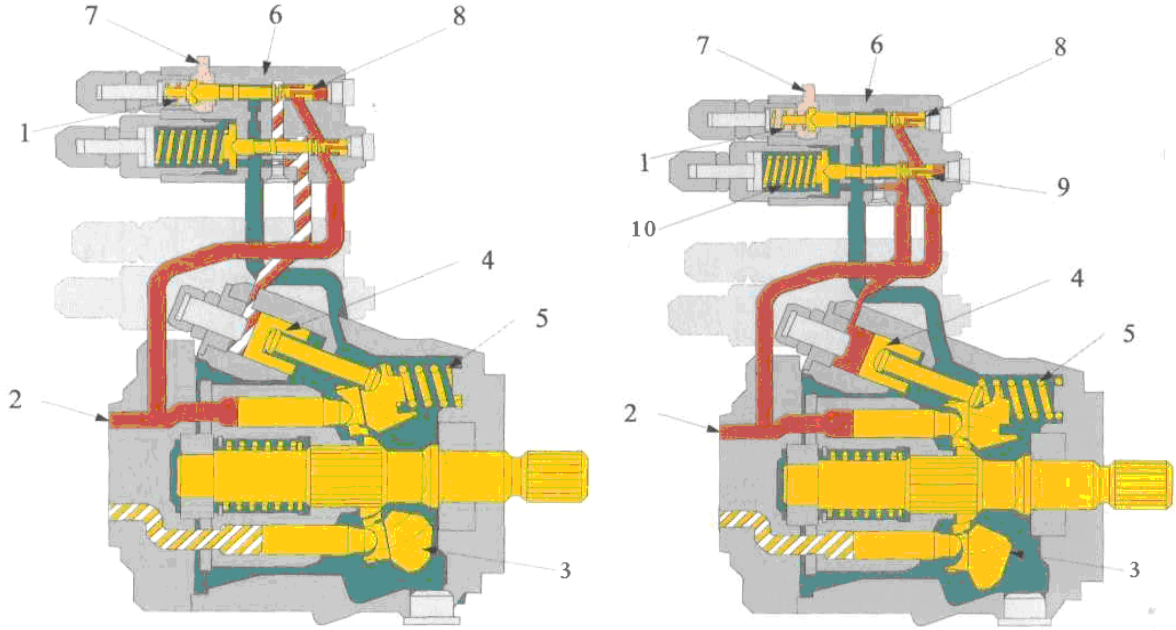
Как только давление в канале *2* (рис. 4*а*) и во всей системе достигнет значения, равного сумме давления сигнала управления *7* и давления, создаваемого пружиной *1*, золотник *8* компенсационного клапана *6* сдвигается в уравновешенное положение. Давление на поршень цилиндра сервоуправления *4* поддерживается на уровне, необходимом для противодействия пружине *5*. Благодаря этому, поворотная шайба *3* удерживается в стабильном положении, и обеспечивается производство постоянного потока [6].

При достижении системного давления в канале *2* (рис. 4*б*) максимально допустимого значения, компенсационный клапан *6* стремится удержать большой угол наклона поворотной шайбы *3* насоса. В этом случае, золотник клапана высокого давления *9* сдвигается, сжимая пружину *10*. При этом высокое давление с канала *2* напрявляется к поршню цилиндра сервоуправления *4*. Наклон поворотной шайбы *3* быстро уменьшается до минимального угла поворота, обеспечивающего производство потока, необходимое для восполнения внутренних утечек [6].



а *б*

Рис. 3. Принцип действия гидронасоса системы «Load-sensing», работающего в режиме готовности и наклона поворотной шайбы:
а – положение готовности; б – наклон поворотной шайбы; 1 и 5 – пружина; 2 – канал высокого давления; 3 – поворотная шайба; 4 – цилиндр сервоуправления; 6 – компенсационный клапан;7 – канал управления; 8 – золотник



а *б*

Рис. 4. Принцип действия гидронасоса системы «Load-sensing», работающего в режиме постоянного потока и ограничения давления:
а – режим постоянного потока рабочей жидкости; б – режим ограничения давления; 1, 5 и 10 – пружина; 2 – канал высокого давления; 3 – поворотная шайба; 4 – цилиндр сервоуправления; 6 – компенсационный клапан ;7 – канал управления; 8 – золотник

Многие иностранные компании уже имеют опыт в проектировании и комплектации мобильных сельскохозяйственных машин российского производства гидравлической системой «Load-sensing» [4, 5]. Идентичное устройство используется в гидросистеме объёмного привода вентилятора очистки зерноуборочного комбайна *РСМ-181* «*Torum-740*» [2, 3].

Таким образом, дальнейшее совершенствование конструкций сельскохозяйственных машин немыслимо без использования современных гидравлических систем, в которых объёмная подача насоса и давление согласуется с необходимой потребностью исполнительных устройств. Необходимо, по возможности, замещать устаревшие механизмы инновационными разработками, одной из которых является система «Load-sensing».

Список литературы

1. Анненков, М.С. Гидравлические системы современных зерноуборочных комбайнов [Текст] / М.С. Анненков, И.В. Баскаков // Молодёжный вектор развития аграрной науки: материалы 64-й студенческой научной конференции. – Ч. I. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2013. – С. 148-154.

2. Гидравлическая система роторного зерноуборочного комбайна РСМ-181 «Torum-740» [Текст]: учебное пособие / И.В. Баскаков, А.П. Тарасенко, А.М. Гиевский, В.И. Оробинский, А.В. Чернышов. – Воронеж: ФГБОУ Воронежский ГАУ, 2013. – 103 с.

3. Баскаков, И.В. Методические указания для самостоятельного изучения дисциплин «Гидравлические системы мобильной сельскохозяйственной техники» и «Приводы рабочих органов и агрегатов сельскохозяйственной техники» для студентов агроинженерного факультета, обучающихся по направлению 35.03.06 «Агроинженерия», профиль подготовки бакалавра – «Технический сервис в агропромышленном комплексе» [Текст] / И.В. Баскаков, А.В. Чернышов. – Воронеж: ФГБОУ Воронежский ГАУ, 2015. – 71 с.

4. Современные кормоуборочные комбайны [Текст]: учебное пособие / И.В. Баскаков, А.П. Тарасенко, А.М. Гиевский, В.И. Оробинский. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2012. – 92 с.

5. Современные машины для заготовки кормов [Текст]: учебное пособие / И.В. Оробинский, И.В. Шатохин, И.В. Баскаков, А.В. Чернышов. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2014. – 288 с.

6. Claas [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Germany: Harsewinkel, 2011. – Режим доступа: http://www.claas.com.

УДК 631.372:662.76.003.13

Божко А.В., Байбарин В.А.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗА В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА НА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРАХ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье предлагается использовать в качестве моторного топлива на сельскохозяйственных тракторах газообразного топлива и предлагается перспективная схема системы питания дизельного двигателя для работы в режиме газодизель.

Ключевые слова: газодизель, газ, дизельный двигатель, трактор, моторное топливо.

Abstract. The article proposes to use as a motor fuel for agricultural tractors of gaseous fuels and offers a perspective diagram of power supply system of a diesel engine operating in diesel engine mode.

Keywords: gas diesel, gas, diesel engine, tractor, motor fuel.

Ограниченность и невозобновляемость ресурсов нефти, значительное сокращение ее добычи в России в последние годы ставит перед сельскохозяйственным производством задачу максимально возможного сокращения потребления дизельного топлива. Это значит, что замена жидких нефтяных топлив для питания двигателей внутреннего сгорания другими видами горючего – важнейшая народнохозяйственная задача страны. Актуальность этого направления подтверждена Поручением Президента Российской Федерации от 18.10.2004 г. № Пр-1686 ГС «О стимулировании широкомасштабного перевода сельскохозяйственной техники на газомоторное топливо»; Распоряжением Правительства РФ от 13.05.2013 г. № 767-р «О регулировании отношений в сфере использования газового моторного топлива, в том числе природного газа в качестве моторного топлива».

Проведенный обзор различных газовых топлив и краткий анализ их физико-химических свойств показывают, что наиболее перспективными являются газовые топлива, получаемые из природного и попутного нефтяного газов. Это объясняется рядом преимуществ этих топлив по сравнению с традиционными моторными топливами. Хорошие антидетонационные качества газовых топлив по сравнению с бензинами, благоприятные условия смесеобразования, широкие пределы воспламенения в смесях с воздухом и другие положительные свойства топлив из газа обеспечивают высокие технико-экономические показатели двигателей, работающих на газе. По удельной мощности и топливной эконо-

мичности лучшие современные газовые и газожидкостные двигатели близки к жидкотопливным, а по токсичности ОГ и износу имеют значительные преимущества [2]. Целесообразность применения этих топлив обусловлена необходимостью расширения энергетической базы автотранспорта и снижения его вредного воздействия на окружающую среду.

В настоящее время нашли широкое применение два вида газообразных топлив на автомобильном транспорте [2]. Это - газ сжиженный и газ компрессированный (сжатый). В состав газа сжиженного нефтяного (ГСН) входит: пропан, нормальный бутан, изобутан, пропилен, этан, этилен и другие углеводороды. Компонентный состав газа регламентируется ГОСТом 27578-87 [2]. Данный ГОСТ предусматривает две марки топлива зимнее - смесь пропана и бутана технических зимняя (СПБТЗ) и летнее - смесь пропана и бутана технических летняя (СПБТЛ).

Анализ литературных источников [1, 3] показал, что на сельскохозяйственных тракторах лучше использовать сжиженный газ.

На кафедре «Тракторы и автомобили» ВГАУ разработана схема газодизеля с использованием ГСН, представленная на рис.1.

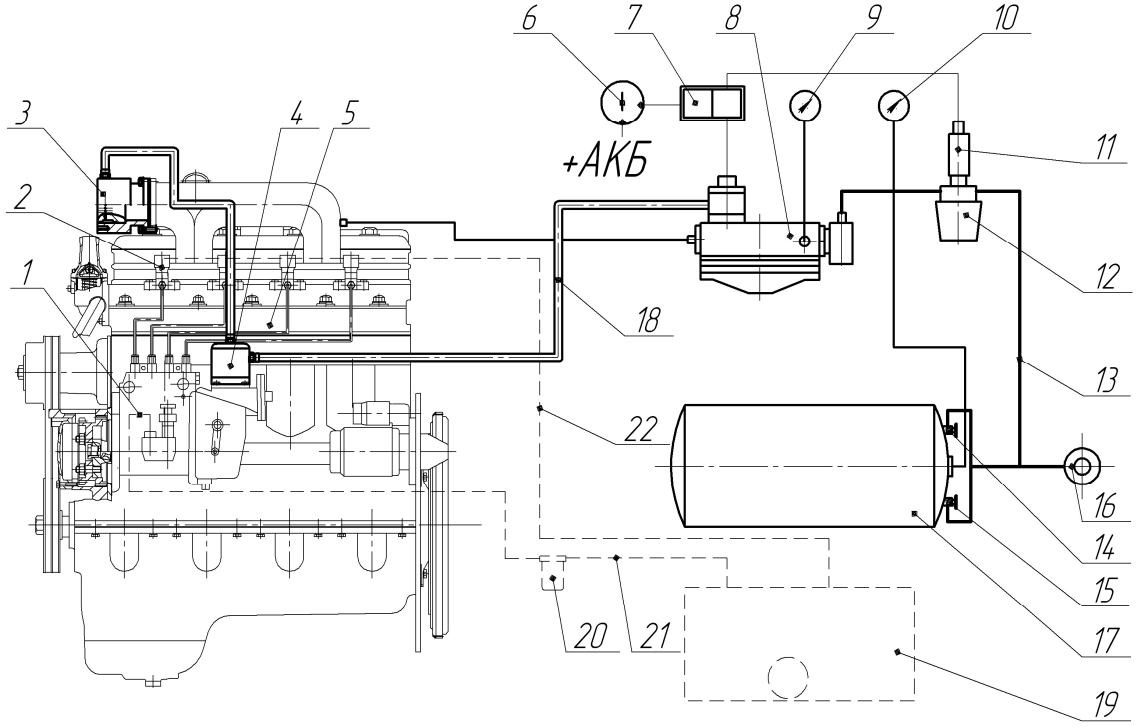


Рис. 1. Схема модернизированной системы питания двигателя:
1 – топливный насос высокого давления; 2 – форсунка; 3 – смеситель газа; 4 – дозатор газа; 5 – двигатель; 6 – замок зажигания; 7 – переключатель вида топлива; 8 – редуктор газовый; 9, 10 – манометры; 11 – электромагнитный клапан; 12 – фильтр; 13, 18 – газопровод; 14, 15 – вентиль; 16 –заправочное устройство; 17 – баллон; 19 – топливный бак; 20 – фильтр грубой очистки топлива; 21 – трубопровод топливоподающий; 22 – трубопровод сливной.

Система питания содержит один стальной баллон 17. Для заполнения системы СНГ на баллоне размещен наполнительный вентиль 14 и заправочное устройство 16. При открытии расходного вентиля 15 СНГ по трубопроводу под давлением 1,6 МПа подается к электромагнитному клапану 11, на входе которого установлен съемный войлочный фильтр, закрытый алюминиевым колпаком 12.

При обычной работе двигателя переключатель вида топлива 7 находится в положении «дизель» и электромагнитный клапан 11 закрыт. Газовое топливо не поступает в газовый редуктор 8 и дозатор газа 4 не воздействует на рейку топливного насоса, двигатель работает в обычном режиме.

При включении зажигания 6 открывается электромагнитный клапан 11 и газ поступает на вход двухступенчатого редуктора 8, в котором давление понижается до атмосферного. Для обеспечения испарения газа и компенсации при этом тепловых потерь в редуктор подается жидкость из системы охлаждения двигателя, которая циркулирует в специальной полости, выполненной в виде теплообменника.

При переводе переключателя 7 в режим «газодизель» открывается электромагнитный газовый клапан 11 и газ поступает в газовый редуктор. Из редуктора 8 газ поступает в дозатор газа 4, который контролирует количество подаваемого газа и положение рейки топливного насоса таким образом, чтобы запальная доза дизельного топлива составляла 30% от номинальной подачи на данном режиме работы газодизеля. Далее газ подается в газовый смеситель 3, обеспечивающий подачу необходимой массы газа в диффузор, расположенный во впускном тракте дизеля за воздушным фильтром. Газовоздушная смесь из смесителя 3 поступает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя, сжимается поршнем, в конце сжатия воспламеняется запальной дозой дизельного топлива, подаваемого форсунками 2.

Работу газовой аппаратуры контролируют манометром 9 низкого давления, размещенным в кабине трактора. Давление, в котором должно быть в пределах 0,1...0,15 МПа. Давление в баллоне 17 контролируют манометром 10, имеющим предел измерений до 2,5 МПа. При выключении зажигания электромагнитный клапан 11, автоматически закрывается и перекрывает подачу газа к редуктору.

Особое преимущество данной системы питания является то, что она сохраняет работоспособность при применении различных видов газообразных топлив (газов природного происхождения, либо газов являющихся результатом нефтяного производства). При переоборудовании дизельных двигателей, имеющих высокую степень сжатия, мощность двигателя остается на уровне базового двигателя [2].

Можно отметить следующие преимущества газодизелей, работающих на смеси сжиженного газа и дизельного топлива, в сравнении с традиционными дизельными двигателями: увеличение моторесурса двигателя в 1,25-2,0 раза (за счет уменьшения разжижения моторного масла топливом); увеличение срока службы моторного масла в 2-4 раза (при уменьшении его расхода на угар на 30-40%); снижение эмиссии оксидов азота на 10-20%, твердых частиц - в 2-3 раза, соединений серы - в 5-7 раз; экономия до 75...80% дизельного топлива путем замещения его природным газом; снижение дымности отработавших газов дизеля в 2...4 раза.

На основе вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Применение газообразного топлива на тракторах только начинается, наиболее перспективным является применение газа, сжиженного нефтяного.

2. Применение газа в качестве топлива на тракторах позволяет повысить эффективность их использования, долговечность двигателя, снизить расход топливо смазочных материалов и уменьшить вредное влияние на экологию.

3. На кафедре «Тракторы и автомобили» ВГАУ разработана схема работы тракторного двигателя на газообразном топливе.

Список литературы

1. Поливаев, О.И. Очиститель отработавших газов дизеля [Текст] / О.И. Поливаев, В.А. Байбарин, А.В. Божко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №6. – С. 10.

2. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2013. – 252 с.

3. Поливаев, О.И. Электронные системы управления бензиновых двигателей : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению "Агроинженерия" [Текст] / О. И. Поливаев, О.М. Костиков, О.С. Ведринский; Воронеж. гос. аграр. ун-т .– Воронеж : ВГАУ, 2008 .– 138 с.

УДК 621.43.068.4-784.23

Божко А.В., Байбарин В.А., Зеленин В.Н.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОТРАКТОРНЫХ СРЕДСТВ ЗА СЧЁТ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье приведен анализ способов и устройств решения одной из важнейших проблем современности - снижение вредных выбросов в атмосферу двигателями мобильных машин. Существующие конструкции устройств по защите от вредных выбросов двигателями не в полной мере отвечают современным требованиям. Обоснованы наиболее перспективные устройства для очистки отработанных газов для двигателей мобильных машин.

Ключевые слова: фильтр-нейтрализатор, отработавшие газы, сажевый фильтр, автобус, экология.

Abstract. In article the analysis of ways and devices of the decision of one of the major problems of the modernity - decrease in harmful emissions in an atmosphere is resulted by engines of mobile machines. Existing designs of devices on protection against harmful emissions by engines not to the full meet modern requirements. The most perspective devices for clearing the fulfilled gases for engines of mobile machines are proved.

Keywords: filter the catalytic Converter, exhaust gases, diesel particulate filter, bus, environment.

Автомобильный транспорт - один из основных загрязнителей окружающей среды. Увеличение масштабов сжигания нефтепродуктов является причиной загрязнения воздушной среды. В особенности это стало ощутимым с развитием автомобильного транспорта. Бензин и дизельное топливо, израсходованные на приведение в действие двигателей внутреннего сгорания, никуда не исчезает. Отдавая заключённую в них энергию химических связей, они разлагаются на более простые вещества – оксиды углерода, сажу, углеводороды и др. Наибольшее количество загрязняющих атмосферу веществ выбрасывается с выхлопными газами автомобилей. Анализ отработавших газов двигателей внутреннего сгорания показал, что в них содержится около двухсот различных веществ, большинство из которых токсично [1].

Причинами увеличения объемов выбросов загрязняющих веществ в атмосферу автомобильным транспортом являются: низкий технический уровень эксплуатируемого подвижного состава, не оборудованно-

го устройствами снижающими выброс вредных веществ в атмосферу, высокая плотность транспортного потока на ряде автомагистралей города, неразвитость улично-дорожной сети, увеличение городского парка транспортных средств.

Существенная доля загрязняющих выбросов с отработанными газами приходится на автотранспортные средства, оснащенные дизельными двигателями. Из токсичных выбросов наиболее вредными для окружающей среды являются: оксид углерода (CO), углеводороды (C_nH_m), оксиды азота (NO_x) и твердые вещества в виде сажи.

Правительства разных стран вводят законодательные ограничения на выброс вредных веществ в виде норм и стандартов. Были установлены нормы выброса оксида углерода, углеводородов и оксидов азота для каждого транспортного средства. Для дизельных двигателей регламентированы выбросы ещё и твердых частиц. В нашей стране разработкой стандартов, сертификацией автомобилей, в том числе по экологическим показателям, и исследованиям в области усовершенствования двигателей занимается научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт. В 1992 году Россия присоединилась к международному соглашению по экологическим требованиям Правил ЕЭК ООН. Это создало правовую основу для того, чтобы требовать от промышленности их выполнения, а также для разработки транспортного законодательства.

С каждым годом нормы на выброс вредных веществ в атмосферу возрастают, поэтому, чтобы ранее выпущенные двигатели соответствовали нормам на сегодняшний день, их необходимо оборудовать дополнительными устройствами, снижающими выброс вредных веществ.

Одной из мер по снижению токсичности выхлопных газов у дизеля и экономии дизельного топлива является применение газодизелей - ДВС с двухтопливной системой: дизельное топливо – газ [2]. Принцип работы этой системы состоит в том, что количество подаваемого в цилиндры дизельного топлива уменьшается, а во впускной коллектор вместе с воздухом подается газ, который тщательно перемешивается перед впуском в цилиндр. Это позволяет двигателю не снижать технико-экономические показатели. Поскольку природный газ достаточно хорошо смешивается с воздухом, то выбросы в атмосферу загрязняющих веществ у двигателей, работающих на этом топливе, по наиболее вредным составляющим в 2-5 раз менее опасны, чем у дизелей. При этом дымность отработанных газов двигателей снижается в 6-8 раз, CO - в 1,5-3,5 раза, NO_x - в 1,2-1,5 раза. Кроме того, содержание твердых частиц уменьшается в 4-5 раз [1].

Положительные результаты дает и рециркуляция отработанных газов на линии всасывания [3]. В этом случае в свежем заряде цилиндра снижается доля свободного кислорода, что, в свою очередь, приводит к снижению скорости и температуры сгорания топлива а, следовательно, к ухудшению условий образования оксида азота. Кроме того, уменьшается выбрасываемая масса газов - на величину перепускаемых. Однако количественное изменение свежего заряда может негативно отразиться на технико-экономических показателях двигателя. В частности, при чрезмерном перепуске отработанных газов может увеличиться расход топлива с одновременным падением развиваемой двигателем мощности. Поэтому количество перепускаемых газов для каждого двигателя подбирается индивидуально, исходя из условий минимального ухудшения технико-экономических показателей дизельных двигателей и режимов их работы. Как правило, в этом случае за основу берется топливная характеристика. Следовательно, экономические показатели двигателя должны увязываться с указанными ограничениями.

Из других методов очистки отработанных газов от оксида азота следует отметить нейтрализаторы отработанных газов [2]. Нейтрализатор состоит из корпуса, выполненного из нержавеющей стали, включенного в систему выпуска до глушителя. В корпусе располагается блок носителя с многочисленными продольными порами, покрытыми тончайшим слоем вещества катализатора, которое само не вступает в химические реакции, но ускоряет их течение. Химикам известно множество катализаторов - медь, хром, никель, палладий, радий. Но самой стойкой к воздействию сернистых соединений, которые образуются при сгорании содержащейся в отработанных газах, оказалась благородная платина. Все шире в качестве носителей каталитического слоя используются тончайшие металлические соты. Это позволяет увеличить площадь рабочей поверхности, получить меньшее противодавление, ускорить разогрев каталитического нейтрализатора до рабочей температуры и, главное, расширить температурный диапазон до 1273-1323К.

Снижение содержания вредных веществ в отработанных газах двигателей, наряду с каталитическими нейтрализаторами, достигается использованием каталитических фильтров - преобразователей топлива (КФПТ) [1]. Эти устройства предназначены для активации топлива перед подачей в рабочий объём двигателя, с тем чтобы увеличить полноту его сгорания, и попутно - для очистки топлива от механических загрязнений, воды и смолистых соединений. Поступающее в фильтр топливо подвергается физической обработке, протекая через лабиринтные поры титанового фильтрующего элемента. Происходит его гомогенизация и активация молекул, подготовка топлива перед подачей в рабочий объём

двигателя до состояния однородной суспензии с активными молекулами. В результате этого значительно меньше энергии затрачивается на процесс окисления молекул, что существенно увеличивает полноту сгорания топлива. Использование КФПТ на дизельных двигателях позволяет значительно улучшить их экологические показатели, а также свойства топлива. Так, содержание CO и серы уменьшается более чем на 50 процентов ,NO_x – на 5-7 процента [3].

В настоящее время ряд отечественных заводов (ВАЗ, КАМаз, ГАЗ) и зарубежных фирм (БМВ, Мерседес, Форд, Бош и другие) ведут работы по созданию нейтрализаторов отработанных газов, а также керамических фильтров (сотовые структуры на основе электрокорунда), фильтров на основе металлических сеток и волокон из нержавеющей стали, а также электрофильтров.

К примеру, компания «Bosch» разработала сажевые фильтры на основе синтерированного металла [2]. Фильтр сконструирован таким образом, что сажа оседает в нем очень равномерно, что позволяет легко восстанавливать его работоспособность. Геометрическая форма фильтра разработана с учетом стандартной скорости образования сажи, поэтому она обеспечивает объем, вмещающий осадки, которые могут образоваться за весь срок службы автомобиля. Это означает, что фильтр не требует дополнительного обслуживания или замены деталей. В зависимости от конструкции, сажевые фильтры могут задерживать от 70 до 95 процентов твердых частиц. И в настоящее время находят широкое применение на дизельных двигателях.

Вышеперечисленные устройства и способы не в полной мере отвечают требованиям ГОСТ Р 41.49-2003, поэтому усовершенствование существующих устройств, разработка новых способов снижения вредных выбросов является актуальной задачей и в настоящее время.

Список литературы

1. Поливаев, О.И. Очиститель отработавших газов дизеля [Текст] / О.И. Поливаев, В.А. Байбарин, А.В. Божко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №6. – С. 10.

2. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2013. – 252 с.

3. Поливаев, О.И. Электронные системы управления бензиновых двигателей [Текст]: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению "Агроинженерия" / О. И. Поливаев, О. М. Костиков, О. С. Ведринский ; Воронеж. гос. аграр. ун-т .– Воронеж: ВГАУ, 2008 .– 138 с.

УДК 621.43.068.4-784.23

Божко А.В., Байбарин В.А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОБУСА ПАЗ-32054 ЗА СЧЕТ УСТАНОВКИ ФИЛЬТРА-НЕЙТРАЛИЗАТОРА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье приведен анализ состава отработавших газов, и предложена конструкция фильтра-нейтрализатора для автобуса ПАЗ-32054 позволяющая улучшить экологические показатели двигателя до требований Evro V.

Ключевые слова: фильтр-нейтрализатор, отработавшие газы, сажевый фильтр, автобус, экология.

Abstract. The article presents the analysis of the exhaust gases, and the proposed design of the filter catalyst of the bus the PAZ-32054 allowing to improve the environmental performance of the engine to meet the requirements of Euro V.

Keywords: filter the catalytic Converter, exhaust gases, diesel particulate filter, bus, environment.

Высокие темпы роста грузовых и пассажирских автомобильных перевозок и необходимость повышения их эффективности, в основном, определяют перспективы развития конструкций автомобилей в направлении повышения их производительности, топливной экономичности, экологичности, надёжности и других эксплуатационных качеств. Одним из важнейших направлений повышения эксплуатационных качеств автомобилей является снижение вредного влияния автомобиля на экологию.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются одними из основных загрязнителей атмосферы, особенно в крупных городах. Анализ литературных данных [1,2] показывает, что состав отработавших газов (ОГ) бензиновых и дизельных двигателей, представляют собой сложную многокомпонентную смесь газов, паров, капель жидкостей и дисперсных твердых частиц, всего около 280 компонентов, состав, их приведен в таблице 1. [2]

Из данных, приведённых в таблице 1, видно, что наиболее массовыми компонентами ОГ являются азот, диоксид углерода (углекислый газ), пары воды и избыточный кислород. На большинстве эксплуатационных режимов работы двигателя их суммарный объем в ОГ составляет 90-95%. В общем случае содержание газообразных продуктов неполного сгорания топлива (CO, CH_x) в ОГ дизеля существенно ниже, чем в ОГ

бензинового двигателя, что обусловлено главным образом работой дизеля с большим коэффициентом избытка воздуха (α) по сравнению с бензиновым двигателем [1]. Содержание оксидов азота в ОГ выше у бензиновых двигателей. Но так как у дизелей больше расход воздуха (выше α) и больше выхлопных газов по сравнению с бензиновыми двигателями, то выбросы оксидов азота NO_x у этих двух типов двигателей соизмеримы.

Таблица 1. Усреднённый состав ОГ двигателей внутреннего сгорания

Компоненты ОГ	Концентрация ОГ		Токсичные компоненты ОГ дизелей на режиме полной нагрузки	
	бензиновые двигатели	дизель	концентрация, г/м^3	удельный выброс, г/(кВт·ч)
Азот N_2	74 – 77%	74 – 78%	–	–
Кислород O_2	0,3 – 8%	2,0 – 18%	–	–
Водяной пар H_2O	3,0 – 5,5%	0,5 – 9,0%	15 – 100	–
Оксиды азота NO_x,	0,01 – 0,8%	0,004 – 0,5%	1,0 – 8	10 – 30
Оксид углерода CO	0,5 – 12%	0,005 – 0,4%	0,25 – 2,5	1,5 – 12,0
Углеводороды CH_x	0,2 – 3,0%	0,009 – 0,3%	0,25 – 2,0	1,5 – 8,0
Бенз(а)пирен $C_{20}H_{12}$	0 – 20 мкг/м^3	0,05 – 1,0 мкг/м^3	$0{,}2\cdot10^{-6}$ – $0{,}5\cdot10^{-6}$	$1\cdot10^{-6}$ – $2\cdot10^{-6}$
Сажа C	0 – 0,04 г/м^3	0,01 – 1,1 г/м^3	0,05 – 0,5	0,25 – 2,0
Оксиды серы SO_x,	до 0,008%	0,002 – 0,02%	–	–

Существует много способов и устройств для очистки ОГ от вредных химических компонентов. Одним из перспективных способов снижения вредных выбросов ДВС является установка в выпускной системе дополнительных устройств, фильтров, нейтрализаторов, фильтров-нейтрализаторов и других устройств обеспечивающих физико-химическую очистку отработавших газов. Очистка ОГ дизельных двигателей простыми устройствами невозможна из-за сложности процессов протекающих в нем, поэтому необходимо использование нескольких

способов очистки ОГ в одном устройстве. Конструкции фильтров и ФН непрерывно совершенствуются в направлении использования нескольких способов очистки. Усложнение конструкций, приводит к увеличению трудоемкости их технического обслуживания, но позволяет значительно улучшить показатели эффективности очистки ОГ.

Для достижения требований ЕВРО 5 наиболее перспективным устройством очистки ОГ является комбинированный фильтр–нейтрализатор. На кафедре «Тракторы и автомобили» Воронежского государственного аграрного университета имени императора Петра I была разработана новая конструкция фильтра - нейтрализатора, которая защищенная патентом РФ № 2280177 от 20.02.2005 и представлена на рис. 1.

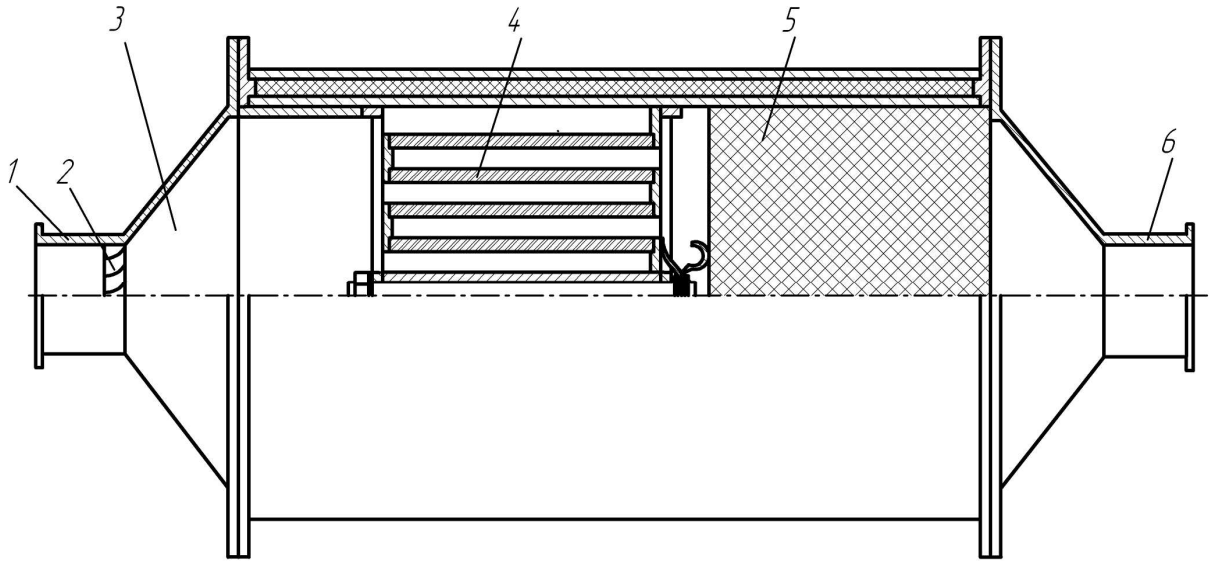


Рис. 1. Фильтр-нейтрализатор для очистки отработавших газов дизеля: 1 – входной патрубок, 2 – завихритель, 3 – реакционная камера, 4 – блок сажевого фильтра, 5 – каталитический блок, 6 – выходной патрубок.

Он состоит из входного патрубка 1, завихрителя 2, реакционной камеры 3, блока сажевого фильтра 4, каталитического блока 5 и выходного патрубка 6.

Фильтр - нейтрализатор работает следующим образом: при работе дизеля поток отработавших газов поступает во входной патрубок 1 фильтра, и проходя через завихритель 2, приобретает вращательное движение. Под действием центробежных сил происходит сепарация крупных частиц сажи диаметром более 1 мкм, после чего поток отработавших газов попадает в реакционную камеру 3. Газы проходят через пористые стенки фильтра 4, очищаются от сажи, и попадают на трёх компонентный катализатор 5 где происходит очистка отработавших газов от оксида азота (NO_x), оксида углерода (CO), и углеводородов

(C_nH_m), очищенные газы выходят из фильтра - нейтрализатора через патрубок 6.

Блок сажевого фильтра выполненный в виде набора из n кольцевых пористых сетчатых материалов (ПСМ) концентрично расположенных, что позволяет увеличить общую площадь фильтра, а за счёт завихрителя более равномерно распределять сажу на фильтрующие элементы, это способствует снижению гидравлических потерь, повышение качества очистки, увеличению срока службы фильтра, уменьшению габаритных размеров фильтра - нейтрализатора.

Испытаний фильтра - нейтрализатора показали, что разработанная конструкция позволяет снизить выбросы твердых частиц на 52…79%, выбросы оксида азота на 58…84%, выбросы оксида углерода на 45…82%, выбросы оксида углеводорода на 40…90%.

Применение фильтра-нейтрализатора отработавших газов на автобусе ПАЗ-32054 улучшит его экологические показатели, и он будет отвечать требованиям Evro V, по нормам ЕЭК ООН.

Список литературы

1. Поливаев, О.И. Очиститель отработавших газов дизеля [Текст] / О.И. Поливаев, В.А. Байбарин, А.В. Божко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №6. – С. 10.

2. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, В.П., А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2013. – 252 с.

3. Поливаев, О.И. Электронные системы управления бензиновых двигателей [Текст]: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению "Агроинженерия" / О. И. Поливаев, О. М. Костиков, О. С. Ведринский ; Воронеж. гос. аграр. ун-т.– Воронеж : ВГАУ, 2008 .– 138 с.

УДК 621.928.6/.8:631.362

Козлова Е.В., Подорванова О.Г.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА МАГНИТНОЙ СЕПАРАЦИИ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье рассмотрены современные способы очистки и разделения от магнитных примесей, регенерации магнитных суспензий при гравитационном обогащении, удаления металлолома, а также сепарации мелкосеменных культур.

Ключевые слова: магнитное поле, ворох, рабочий орган.

Annotation. The article discusses ways sovremennye from purification and separation of magnetic impurities, regeneration magnetic suspensions at gravitatsionnom obogaschenii, metalloloma removal and separation melkosemennyh cultures.

Keywords: magnitnoe pole, voroh, suspension.

С помощью магнитных методов решатся многие технологические задачи в различных отраслях народного хозяйства. Для получения концентратов черных и редких металлов, а также обогащении полезных ископаемых, магнитные методы сепарации являются основными, которые широко применяются при переработке руд цветных и благородных металлов, угля, алмазов и многих других ископаемых. Как известно, при этом решаются задачи не только извлечения ценных минералов, но и очистка их от магнитных примесей, регенерации магнитных суспензий при гравитационном обогащении, удаления металлолома и т. д.

При подготовке высококачественного посевного материала для выращивания ценных кормовых и технических культур, особенно мелкосеменных, используется очистка на магнитных машинах от трудноотделимых примесей, которая позволяет обеспечить достаточно полное выделение сорняков из вороха (чистота 1-го сорта достигает 99% и более).

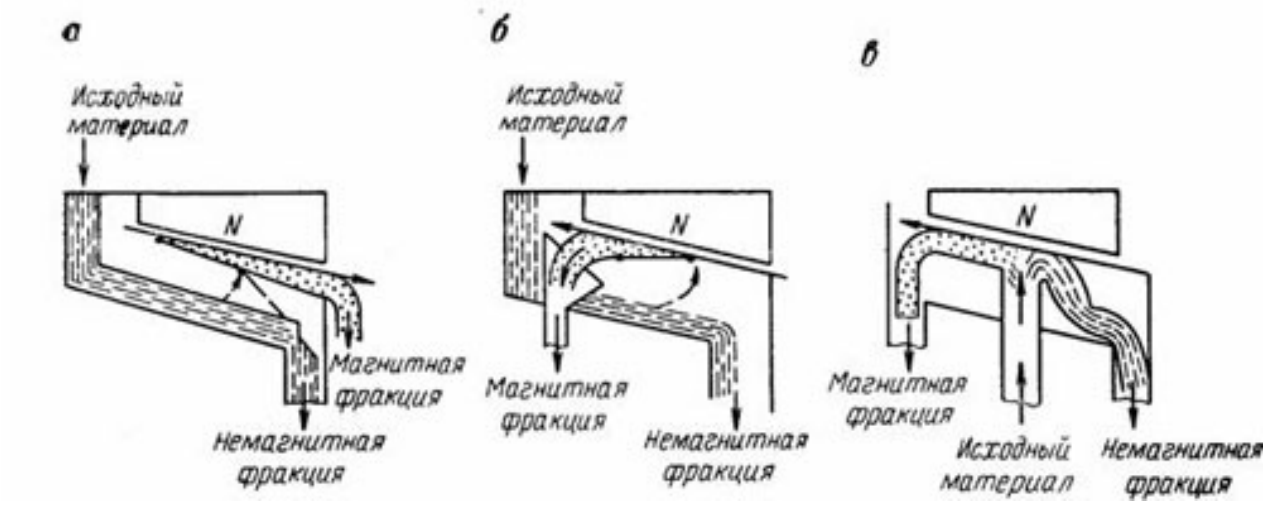
Сепарация в магнитном поле основана, главным образом, на различии в магнитных свойствах разделяемых минералов. Однако минералы при перемещении в магнитном поле сепаратора подвергаются воздействию не только магнитных, но и механических сил.

Кроме, магнитных сил, на частицы действуют сила тяжести и силы выталкивания и сопротивления среды, в которую помещаются зерна (ее плотность, вязкость, смачиваемость, степень турбулизации потока и др.). Результат взаимодействия указанных сил предопределяет различ-

ный характер движения частиц, что позволяет произвести их разделение.

Возникающие силы подразделяются на активные, пассивные и диссипативные. Для сильномагнитных зерен активной является магнитная сила, а пассивной - сила тяжести и силы выталкивания и сопротивления среды; для немагнитных зерен активной силой является сила тяжести, другие силы являются пассивными. Диссипативные силы, связанные с потерями энергии, уменьшают активные и пассивные силы. Минеральные зерна, у которых магнитная сила больше суммы механических отрывных сил, при прохождении через магнитное поле будут притягиваться к полюсам магнитной системы и попадут в магнитный продукт. Немагнитные зерна или зерна с низкой магнитной восприимчивостью без взаимодействия с магнитным полем пройдут через него и попадут в немагнитный продукт.

В зависимости от направления перемещения продуктов относительно друг друга различают следующие режимы сепарации (рис.): прямоточный (а) - продукты сепарации движутся в том же направлении, что и исходная руда; противоточный (б) - магнитная фракция движется в направлении, противоположном направлению движения исходной руды; полупротивоточный (в) - исходная руда, направляемая на магнит, разделяется на магнитную и немагнитную фракции, отклоняющиеся под прямыми углами в разные стороны.



а - прямоточный; б - противоточный; в - полупротивоточный

Рис. Режимы магнитной сепарации

Условия разделения при прямоточном режиме не обеспечивают полного извлечения магнитных зерен, поскольку слабомагнитные зерна, притягиваемые магнитом с меньшей скоростью, должны притягиваться к уже образовавшемуся на нем слою сильно магнитных зерен и в связи с

этим возрастает вероятность их отрыва и попадания в немагнитный продукт.

Противоточный режим обеспечивает более благоприятные условия для извлечения магнитных зерен, так как слабо магнитные зерна могут притягиваться к поверхности магнита, свободной от сильно магнитных зерен.

При полупротивоточном режиме направление движения исходного питания совпадает с направлением магнитных сил, действующих на магнитные частицы, вследствие этого облегчается их извлечение.

Серийно выпускаются сепараторы двух типов: электромагнитные и с постоянными магнитами. Несмотря на конструктивные отличия магнитных систем и других узлов, все сепараторы делятся на две группы:

- сепараторы со слабым магнитным полем (напряженность магнитного поля от 70 до 120 кА/м и сила поля от 3·105 до 6·105 $кА^2/м^3$), предназначенные для выделения из руд сильномагнитных минералов;

- сепараторы с сильным магнитным полем (напряженность магнитного поля от 800 до 1600 кА/м и сила поля от 3·107 до 1210·107 $кА^2/м^3$), предназначенные для выделения из руд слабомагнитных минералов. Сепарация может осуществляться в воздушной или водной среде и магнитные сепараторы, в свою очередь, подразделяются на сухие и мокрые.

В зависимости от направления движения продуктов относительно друг друга различают сепараторы с прямоточной, противоточной и полу-противоточной ваннами. По конструктивному исполнению основного рабочего органа и виду среды, в которой происходит разделение, сепараторы делятся на: барабанные для мокрой сепарации, барабанные для сухой сепарации, валковые для мокрой сепарации, валковые для сухой сепарации, дисковые для сухой сепарации.

Исследование патентной литературы выявило наличие широкого спектра изобретений, относящихся к магнитной очистке той или иной конструкции. Особого внимания заслуживает идея совмещения магнитной и воздушной очистки. Совмещение магнитной и воздушной очистки позволит конструировать воздушномагнитные машины, имеющие производительность пневмосепараторов и качество очистки магнитных сепараторов.

Принцип работы пневмомагнитного сепаратора состоит в том, что семенная смесь перемешивается с магнитным порошком и подается в вертикальный аспирационный канал, в котором создают воздушный

поток со скоростью, несколько меньшей скорости витания семян, где одновременно накладывают на поле аэродинамических сил магнитное поле индуктора. Аэродинамическим и магнитным силам придают одинаковое направление, вследствие чего шероховатые семена уносятся в направлении воздушного потока, а гладкие выпадают вниз под действием силы тяжести.

Магнитное поле в рабочем канале создается индуктором. Индуктор может иметь разные конструкции. Например, он может быть выполнен в виде катушки с переменным по длине числом витков или состоять из нескольких синхронно подключенных катушек, имеющих различное число витков, и расположенных в порядке возрастания числа витков. При такой конструкции магнитная сила, действующая на семена, покрытые магнитным порошком, создается за счет разности величины магнитного поля в верхней и нижней части индуктора.

Таким образом, можно сделать вывод, что пневмомагнитный сепаратор заслуживает более глубокого изучения, так как он не уступает магнитным очистительным машинам барабанного типа, а по данным некоторых авторов при сепарировании мелкосеменных культур даже превосходит их, позволяя выделить 100% семян карантинных сорняков из вороха клевера и люцерны, при этом потери не превышают агротехнических норм.

Список литературы

1. Патент № 2275247 РФ С1, В03С 1/24. Пневмоиндукционный сепаратор / В.В. Кузнецов, В.Г. Козлов, Е.А. Извеков, О.С. Мальчикова, Е.В. Козлова (РФ). Заявлено 14.12.2004; Опубл. 27.04.2006, Бюл. №12.– 2 с.

2. Козлов, В.Г. Сепаратор для очистки мелкосеменных культур от трудноотделимых примесей [Текст] / В.Г. Козлов // Проблемы и перспективы лесного комплекса: материалы межвузовской научно-практической конференции 26-27 мая 2005 г.; Фед. агентство по науке и инновациям. Воронеж гос. лесотехн. акад. – Т.1. – Воронеж, 2005. – 264 с.

3. Козлов, В.Г. Совершенствование технологического процесса пневмомагнитной сепарации мелкосеменных культур: дис... канд. техн. наук [Текст] / В.Г. Козлов; ВГАУ. – Воронеж, 2007. – 142 с.

4. Патент № 2325233 РФ С1, В03С 1/24. Пневмоиндукционный сепаратор / В.В. Кузнецов, В.Г. Козлов, О.С. Мальчикова (РФ). Заявлено 11.12.2006; Опубл. 27.05.2008, Бюл. №15.– 6 с.

5. Козлов, В.Г. Совершенствование деления зернового потока [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов, П.С. Востриков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №10. – С. 10.

6. Козлов, В.Г. Магнитная сепарация семян трав [Текст] / В.Г. Козлов, В.Г. Кузнецов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. - №10. – С. 18.

7. Козлов, В.Г. Характеристика магнитного поля пневмомагнитного сепаратора семян [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2010. - №2(45). – С. 27-29.

8. Козлов, В.Г. Теоретические предпосылки к обеспечению поточного технологического процесса пневмоиндукционного сепаратора [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2006. - №13. – С. 175-182.

УДК 621.928.6/.8:631.362

Козлова Е.В.

НОВЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ СЕПАРИРОВАНИЯ МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье рассмотрен современный способ сепарации мелкосеменных культур, а также обоснована форма и материал цилиндра пневмоканала, для получения равномерной индуктивности магнитного поля в нормальном сечении рабочей зоны сепаратора.

Ключевые слова: магнитное поле, пневмомагнитный сепаратор, ворох.

Annotation. In the article the modern way of separating small-seeded crops, as well as unsubstantiated shape and material of the cylinder pnevmokanala for a uniform magnetic field in the inductance of the normal section of the working area of the separator.

Keywords: magnetic field pnevmomagnitny separator heap.

На семенных станциях и комплексных пунктах по послеуборочной обработке кормовых и технических культур, таких как клевер, люцерна, донник, лен и др.; в настоящее время используются магнитные семеочистительные машины барабанного типа. Однако технология очистки вороха на машинах барабанного типа несовершенна и имеет ряд недостатков, основным из которых является их малая производительность.

Одним из путей решения проблемы увеличения производительности очистки семян кормовых и технических культур, является разработка и совершенствование пневмомагнитного сепаратора. Пневмомагнитный сепаратор представляет собой устройство, объединяющее в себе высокопроизводительную очистку восходящим воздушным потоком и

очистку под действием электромагнитного поля, он сочетает в себе качество этих двух процессов: производительность пневмосепарации и высокое качество магнитной очистки.

Однако основным недостатком пневмоиндукционного сепаратора является затрудненное выведение засорителя из рабочей зоны, которое происходит в верхней части пневмоканала, т.к. имеет место интенсивный рост индуктивности в приграничной зоне магнитопровода, что ведет к залипанию частиц покрытых магнитным порошком на стенках канала и нестабильности процесса разделения.

Научная гипотеза заключается в получении равномерной индуктивности магнитного поля в нормальном сечении рабочей зоны, за счет использования цилиндра пневмоканала из магнитного материала.

На рис. представлена технологическая схема пневмомагнитного сепаратора, который работает следующим образом:

Подготовленный для магнитной сепарации материал подается через питатель 1 на рассекатель 3, где происходит его распределение в виде кольцевого потока. В рабочей зоне пневмоканала 5 вентилятором 9 создается восходящий воздушный поток, со скоростью меньшей скорости витания семян. Одновременно с этим индуктором 4, создается переменное магнитное поле (рис.). Индуктор, представляет собой магнитопровод, выполненного в виде одной катушки намотанной на каркас из электроизоляционного пластика, образованной набором обмоток с разным числом витков, увеличивающихся снизу вверх, и подключенных параллельно, что позволяет получить равномерное распределение напряженности магнитного поля по длине индуктора на оси.

Переменное магнитное поле, действующее в направлении воздушного потока сообщает дополнительное ускорение засорителям, увеличивая скорость их вывода из рабочей зоны пневмоканала сепаратора вверх к диффузору 2. Установленный из ферромагнитного материала цилиндр 6 обеспечивает вывод из рабочей зоны пневмоканала 5 частиц засорителей, без залипания на стенках.

В диффузоре 2 за счет уменьшения поперечного сечения канала воздушный поток ускоряется до скорости большей скорости витания примесей. Семена, выходящие из зоны действия электромагнитного поля индуктора, выносятся из рабочей зоны и подаются в циклон 8, где отделяются от воздушного потока и попадают в приемник засорителей 10.

Семена культурных растений, под действием силы тяжести падают вниз в приемник семян 7.

Для уменьшения воздействия интенсивного роста индуктивности магнитного поля в приграничной зоне магнитопровода в нормальном

сечении индуктора, установлен пневмоканал, из немагнитного материала который позволяет отсечь рост магнитной индукции, и дает возможность ограничить приграничные зоны магнитопровода от интенсивного роста индуктивности. В результате частицы, покрытые магнитным порошком, имеют возможность беспрепятственно выводиться из рабочей зоны сепаратора.

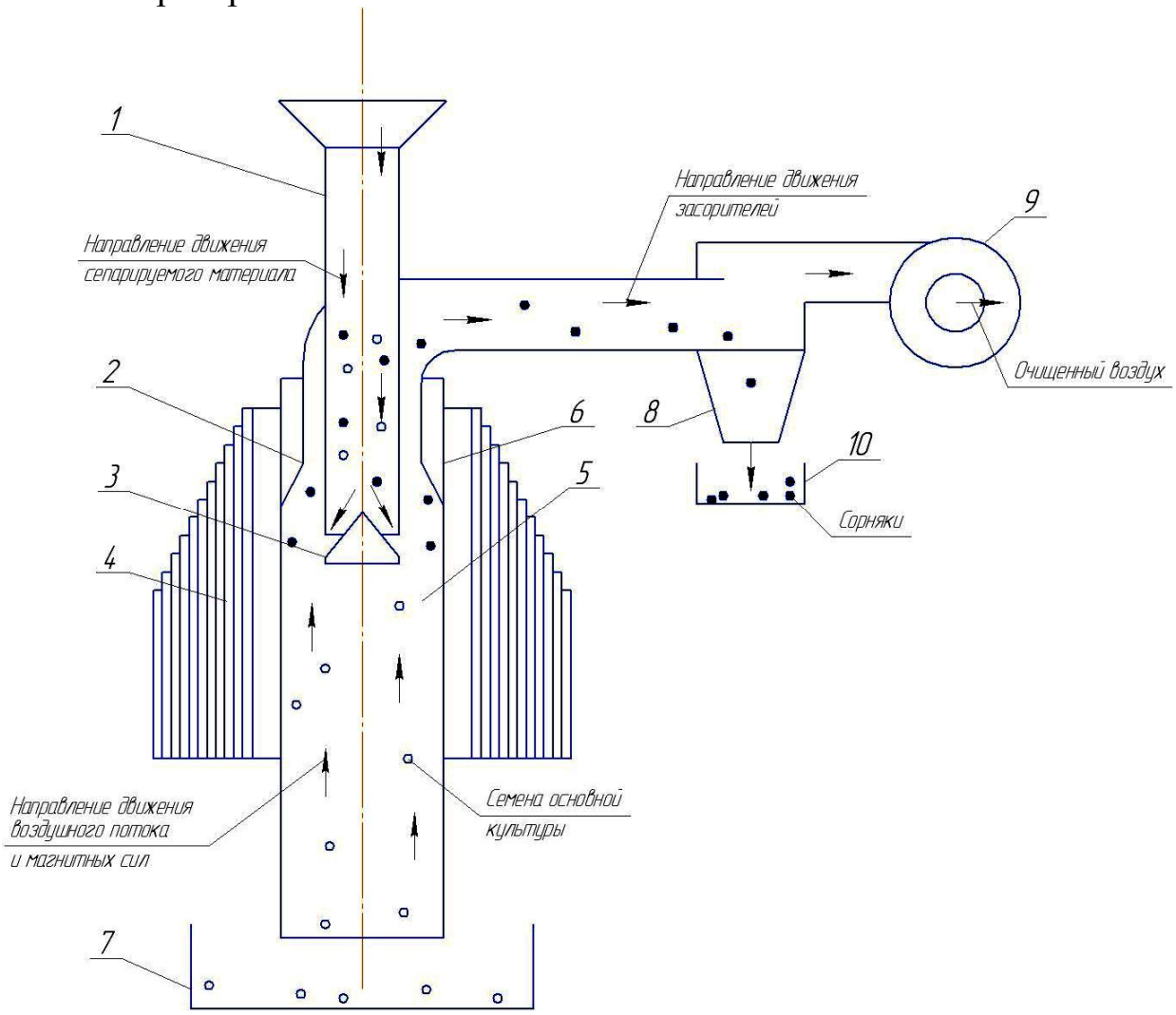


Рис. Технологическая схема пневмомагнитного сепаратора:
1 – питатель; 2 – диффузор; 3 – рассекатель; 4 – индуктор; 5 – пневмоканал; 6 – цилиндр; 7 – приемник семян; 8 – циклон; 9 – вентилятор; 10 – приемник засорителей

На основании проведенных теоретических исследований можно сделать вывод, что недостатком разработанного ранее пневмомагнитного сепаратора являлось затрудненное выведение засорителя из рабочей зоны, которое происходило в верхней части рабочего канала, за счет интенсивности роста индуктивности в приграничной зоне магнитопровода.

Для предотвращения этого недостатка устанавливается пневмоканал из немагнитного материала позволяющий выводить примеси, покрытые магнитным порошком из зоны воздействия магнитного поля, за счет отсечения зоны роста индуктивности в приграничной зоне магнитопровода в верхней части рабочего канала.

В результате удалось получить рабочий орган пневмомагнитного сепаратора обеспечивающий стабильный поточный процесс сепарации.

Список литературы

1. Патент № 2275247 РФ С1, В03С 1/24. Пневмоиндукционный сепаратор / В.В. Кузнецов, В.Г. Козлов, Е.А. Извеков, О.С. Мальчикова, Е.В. Козлова (РФ). Заявлено 14.12.2004; Опубл. 27.04.2006, Бюл. №12.– 2 с.

2. Козлов, В.Г. Сепаратор для очистки мелкосеменных культур от трудноотделимых примесей [Текст] / В.Г. Козлов // Проблемы и перспективы лесного комплекса: материалы межвузовской научно-практической конференции 26-27 мая 2005 г.; Фед. агентство по науке и инновациям. Воронеж гос. лесотехн. акад. – Т.1. – Воронеж, 2005. – 264 с.

3. Козлов, В.Г. Совершенствование технологического процесса пневмомагнитной сепарации мелкосеменных культур: дис... канд. техн. наук [Текст] / В.Г. Козлов; ВГАУ. – Воронеж, 2007. – 142с.

4. Патент № 2325233 РФ С1, В03С 1/24. Пневмоиндукционный сепаратор / В.В. Кузнецов, В.Г. Козлов, О.С. Мальчикова (РФ). Заявлено 11.12.2006; Опубл. 27.05.2008, Бюл. №15.– 6 с.

5. Титова, И.В. Обоснование параметрического ряда перерабатывающего оборудования отходов полимеров в техническом сервисе [Текст] / И.В. Титова, В.К. Астанин // Вестник федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». – 2011. – Вып.1(46). – С.80-81.

6. Козлов, В.Г. Совершенствование деления зернового потока [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов, П.С. Востриков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №10. – С. 10.

7. Козлов, В.Г. Магнитная сепарация семян трав [Текст] / В.Г. Козлов, В.Г. Кузнецов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. - №10. – С. 18.

8. Козлов, В.Г. Характеристика магнитного поля пневмомагнитного сепаратора семян [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2010. - №2(45). – С. 27-29.

9. Козлов, В.Г. Теоретические предпосылки к обеспечению по-

точного технологического процесса пневмоиндукционного сепаратора [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2006. - №13. – С. 175-182.

УДК 631.362:631.171

Козлова Е.В.

ЗАВИСИМОСТЬ ВЕЛИЧИНЫ ИНДУКЦИИ МАГНИТНОГО ПОЛЯ ОТ НАПРЯЖЕНИЯ В ПНЕВМОМАГНИТНОМ СЕПАРАТОРЕ СЕМЯН

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье приведены данные результатов замеров величин магнитной индукции от напряжения. Из которых следует, что в обоих сечениях по высоте индуктора интенсивный рост величины магнитной индукции прекращается при увеличении напряжения более 20 вольт.

Ключевые слова: магнитное поле, тесломер, засоритель, ворох.

Annotation. The article presents the results of these measurements of the magnetic induction of stress. From which it follows that in both sections of the height of the inductor rapid growth of the magnetic induction is stopped when the voltage increases more than 20 volts.

Keywords: magnetic field teslomer, weed, heap.

Подготовка высококачественного посевного материала для выращивания ценных кормовых и технических культур, таких как люцерна, клевер, донник, эспарцет, вика, лен и другие, требует их очистки на магнитных машинах от трудноотделимых примесей.

Анализ вариационных кривых семян клевера и повилики показал, что с помощью воздушного потока невозможно отделить без потерь семена клевера от семян повилики, полное выделение семян повилики возможно при скорости воздушного потока более 6,5 м/с, это на 33,66 % выше нижней границы скорости витания семян основной культуры, однако потери полноценных семян клевера в этом случае составят 35 %, что недопустимо требованиями стандарта. Распределение вариационных кривых скоростей витания семян люцерны и повилики показали, что с помощью воздушного потока невозможно отделить без потерь семена люцерны от семян повилики. При скорости воздушного потока выше скорости 4,2 м/с наблюдается вынос семян люцерны в приемник засорителей, а полное выделение семян повилики из вороха приводит к выносу культурных семян в приемник засорителей. Следовательно, для полного выделения семян засорителя из вороха клевера и люцерны не-

обходимо использовать сепараторы, основанные на разделении материала по свойствам поверхности семян к внедрению магнитного порошка.

Параметром, по которому данные культуры возможно выделить, являются свойства поверхности семян. Из таблицы 1 видно, что внедряемость магнитного порошка «Трифолин» по ТУ 6-14-870-77 на поверхность семян повилики, клевера и люцерны различна. Внедряемость магнитного порошка в поверхность повилики в 55,88 раза больше, чем внедряемость в поверхность клевера, и в 91,45 раза больше, чем внедряемость в поверхность люцерны.

Таблица 1. Физико-механические свойства разделяемых семян

Наименование культуры	Размеры семян, мм			Скорость витания, м/с	Масса 1000 семян, г	Внедряемость магнитного порошка «Трифолин» по ТУ 6-14-870-77,%
	толщина	ширина	длина			
Клевер розовый	0,3-1,1	0,8-1,4	0,6-1,6	4,0-8,0	0,5-0,85	0,09
Люцерна	0,5-1,3	0,8-2,0	1,2-3,0	3,0-8,0	1,9-2,0	0,055
Повилика	0,5-0,8	0,8-1,2	0,8-1,2	3,5-6,5	0,3-0,4	5,03

Следовательно, чем больше внедряемость магнитного порошка в частицу засорителя, тем больше масса частицы и тем самым больше магнитная сила, действующая на частицу, покрытую магнитным порошком, таким образом, необходимо использовать сепараторы, основанные на разделении материала по свойствам поверхности или по комплексу физико-механических свойств.

Исследования проводились на пневмомагнитном сепараторе, разработанном на кафедре технического сервиса и технологии машиностроения ФГБОУ ВПО Воронежского ГАУ.

Принцип работы пневмомагнитного сепаратора состоит в том, что семенная смесь перемешивается с магнитным порошком и подается в вертикальный аспирационный канал, в котором создают воздушный поток со скоростью, несколько меньшей скорости витания семян, где одновременно накладывают на поле аэродинамических сил магнитное поле индуктора. Аэродинамическим и магнитным силам придают одинаковое направление, вследствие чего шероховатые семена уносятся в направлении воздушного потока, а гладкие выпадают вниз под действием силы тяжести.

Магнитное поле в рабочем канале создается индуктором. Индуктор может иметь разные конструкции. Например, он может быть выполнен в виде катушки с переменным по длине числом витков или состоять из нескольких синхронно подключенных катушек, имеющих различное число витков, и расположенных в порядке возрастания числа витков. При такой конструкции магнитная сила, действующая на семена, покрытые магнитным порошком, создается за счет разности величины магнитного поля в верхней и нижней части индуктора.

Нами использовался опытный рабочий орган для пневмомагнитной сепарации семян разработанный на кафедре технического сервиса и технологии машиностроения ФГБОУ ВПО Воронежского ГАУ. Магнитное поле в рабочем канале создавалось индуктором со следующими параметрами: катушка высотой 250 мм с числом витков у основания 27 витков на 1 см длины и вверху (по направлению движения воздушного потока) 12 витков на 1 см длины. Диаметр проволоки 0,1 мм.

Замеры магнитной индукции проводились измерителем магнитной индукции РШ-1-10 с пределами 10-2000 мТл, погрешностью измерения 2 %, с использованием зонда, в двух сечениях 1 и 2 по высоте индуктора 150 мм и 250 мм. Напряжение, подаваемое на индуктор, варьировали от 5 до 40 вольт. Результаты замеров приведены на рис.1.

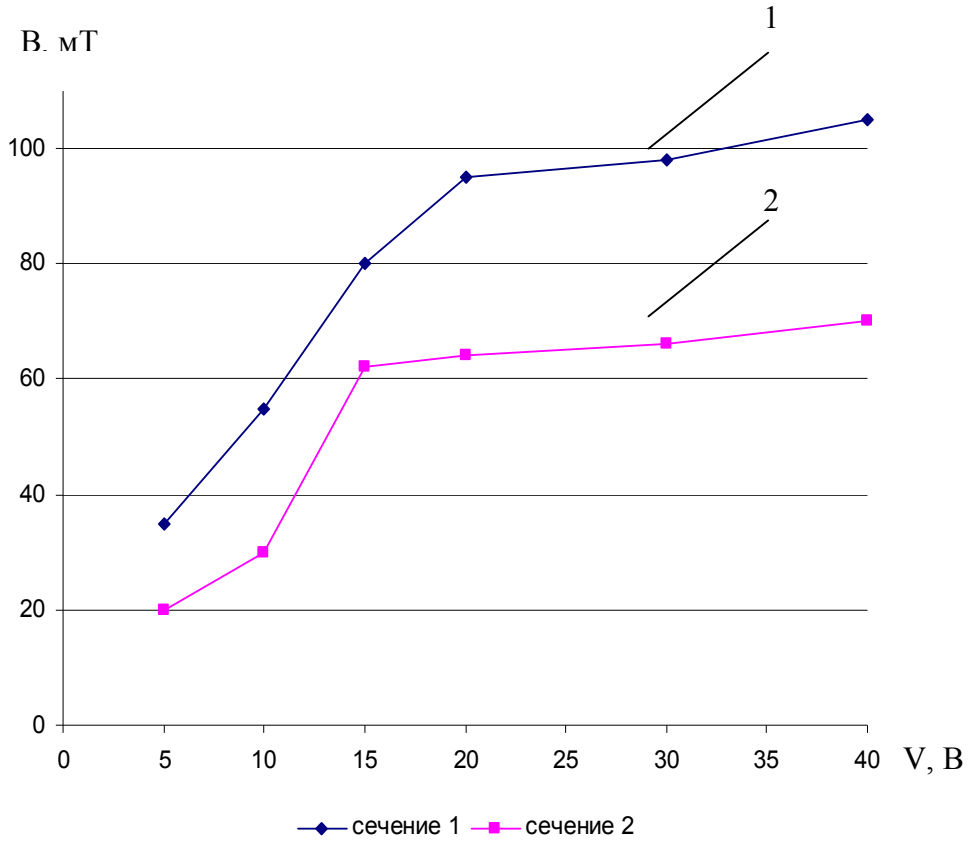


Рис. 1. Зависимость величины индукции от напряжения

Список литературы

1. Патент № 2275247 РФ С1, В03С 1/24. Пневмоиндукционный сепаратор / В.В. Кузнецов, В.Г. Козлов, Е.А. Извеков, О.С. Мальчикова, Е.В. Козлова (РФ). Заявлено 14.12.2004; Опубл. 27.04.2006, Бюл. №12.– 2 с.

2. Козлов, В.Г. Сепаратор для очистки мелкосеменных культур от трудноотделимых примесей [Текст] / В.Г. Козлов // Проблемы и перспективы лесного комплекса: материалы межвузовской научно-практической конференции 26-27 мая 2005 г.; Фед. агентство по науке и инновациям. Воронеж гос. лесотехн. акад. – Т.1. – Воронеж, 2005. – 264 с.

3. Козлов, В.Г. Совершенствование технологического процесса пневмомагнитной сепарации мелкосеменных культур: дис... канд. техн. наук [Текст] / В.Г. Козлов; ВГАУ. – Воронеж, 2007. – 142с.

4. Патент № 2325233 РФ С1, В03С 1/24. Пневмоиндукционный сепаратор / В.В. Кузнецов, В.Г. Козлов, О.С. Мальчикова (РФ). Заявлено 11.12.2006; Опубл. 27.05.2008, Бюл. №15.– 6 с.

5. Козлов, В.Г. Совершенствование деления зернового потока [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов, П.С. Востриков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №10. – С. 10.

6. Козлов, В.Г. Магнитная сепарация семян трав [Текст] / В.Г. Козлов, В.Г. Кузнецов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. - №10. – С. 18.

7. Козлов, В.Г. Характеристика магнитного поля пневмомагнитного сепаратора семян [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2010. - №2(45). – С. 27-29.

8. Козлов, В.Г. Теоретические предпосылки к обеспечению поточного технологического процесса пневмоиндукционного сепаратора [Текст] / В.Г. Козлов, В.В. Кузнецов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2006. - №13. – С. 175-182.

УДК 631.363 (031)

С.Н. Воякин

ПОЛУЧЕНИЕ ГРАНУЛЯТОВ НА ОСНОВЕ СОЕВО-РЫБОКОСТНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПТИЦЫ

ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный аграрный университет», г. Благовещенск

Аннотация. Работа посвящена разработке технологической и конструктивно-технологической схемам линий приготовления соево-рыбокостной бинарной композиции, а также обоснованию параметров технических средств с помощью математических моделей оценки процесса получения соево-рыбокостных пастовых продуктов.

Ключевые слова: необезжиренная соевая мука, технологическая, конструктивно-технологическая схема, рыбокостный фарши.

Annotation. The work is dedicated to the development of technological and design-technological schemes lines cooking soy fish-bone binary composition, as well as the justification of the parameters of technical means with the help of mathematical models for evaluating the process of obtaining a soy-fish-bone of paste products.

Keywords: non-defatted soy flour, technological, structural and technological scheme, fish-bone meat.

Зоотехнической наукой и практикой доказано, что эффективность процесса производства птицеводческой продукции определяется качеством кормов, а также затратами труда и средств на их получение [1,6].

При этом, наиболее эффективно скармливать птице кормовые смеси, которые сбалансированные по питательным веществам рационов, содержащих высокобелковые, минеральные и витаминные компоненты. Причем наиболее приемлемой физической формой кормового продукта для сельскохозяйственной птицы являются пастовые композиции [2].

Цель исследований – разработка и обоснование схемы и параметров технологического процесса получения высокобелковых кормовых композиций для рационов кормления сельскохозяйственной птицы.

Почти все кормовые продукты, как системы, в тех или иных количествах содержат воду, которая в большинстве таких систем является дисперсной средой и определяет структуру (консистенцию) кормовых продуктов.

В свою очередь, формы связи воды в соответствующих компонентах кормового рационы птицы определяют качественные показатели готового продукта, а также его структурно-механические характеристики.

В качестве таких характеристик для большинства паст, являются влагосвязывающая способность составных компонентов, а также предельное напряжение сдвига, обуславливающее, в конечном итоге, как качество продукта и затраты энергии на его получения.

Известно, что приготовление пастовых композиций и гранулята по сравнению с получением рыбокостной муки менее затратно с точки зрения энергоемкости [3].

На основании проведенного анализа разработана технологическая схема получения пастовых композиций с использованием необезжиренной соевой муки (НСМ) влажность $W_м = 10\,\%$ и рыбокостного фарша (РКФ) влажностью $W_ф = 70...75\,\%$ (рис.1).

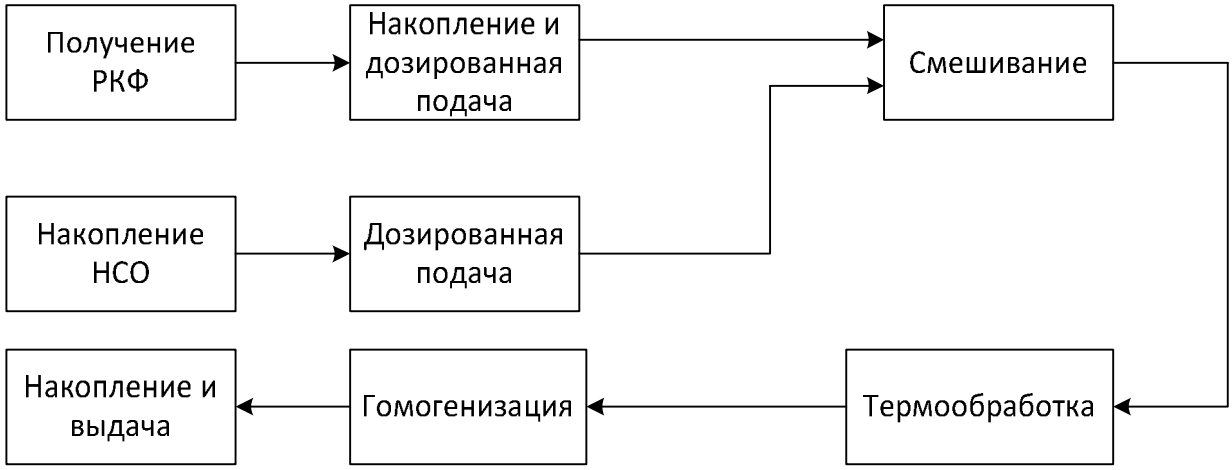


Рис. 1. Технологическая схема получения пастовых композиций

При экспериментальном обосновании параметров процесса получения, соево-рыбокостных композиций, согласно разработанной схеме, за критерии оптимизации были приняты:

- влагосвязывающая способность – ВСС,%;
- предельное напряжение сдвига, ПНС, Па.

В результате математической обработки данных эксперимента получена модель оценки процесса приготовления соево-рыбокостных композиций:

$$ВСС = 19{,}429 + 80{,}313 \cdot l_ч + 4{,}939 \cdot \upsilon + 1{,}047 \cdot М_д - 72{,}877 \cdot l_ч^2 - \\ - \; -0{,}221 \cdot \upsilon \cdot М_д - 0{,}004 \cdot М_д^2 \to 100\%; \qquad (1)$$

$$ПНС = 414{,}510 - 76{,}168 \cdot l_ч - 12{,}205 \cdot \upsilon - 3{,}380 \cdot М_д - 5{,}104 \cdot l_ч \cdot М_д - \\ -0{,}143 \cdot \upsilon \cdot М_д + 365{,}180 \cdot l_ч^2 + 0{,}840 \cdot \upsilon^2 + 0{,}073 \cdot М_д^2 \to opt, \qquad (2)$$

где $l_ч$- длина частиц рыбокостного сырья, равная 0,464 – 0,572мм;

υ - неоднородность гранулометрического состава частиц, равная 10 – 11%;

$М_д$- массовая доля необезжиренной соевой муки, равная 50 – 56%.

При данных значениях параметров показатели находятся в следующих пределах ВСС = 95 – 96% и ПНС = 242,7 – 288,3Па, что соответствует предъявляемым для данного вида паст требованиям.

Полученные данные позволяют сделать следующий вывод, что для приготовления рыбокостного фарша может быть использован $2^{\underline{x}}$ ступенчатый измельчитель, работающий по принципу измельчителя кормов «Волгарь - 5».

На основании совокупности полученных данных, разработана конструктивно-технологическая схема линии приготовления пастообразных кормовых продуктов (рис. 2).

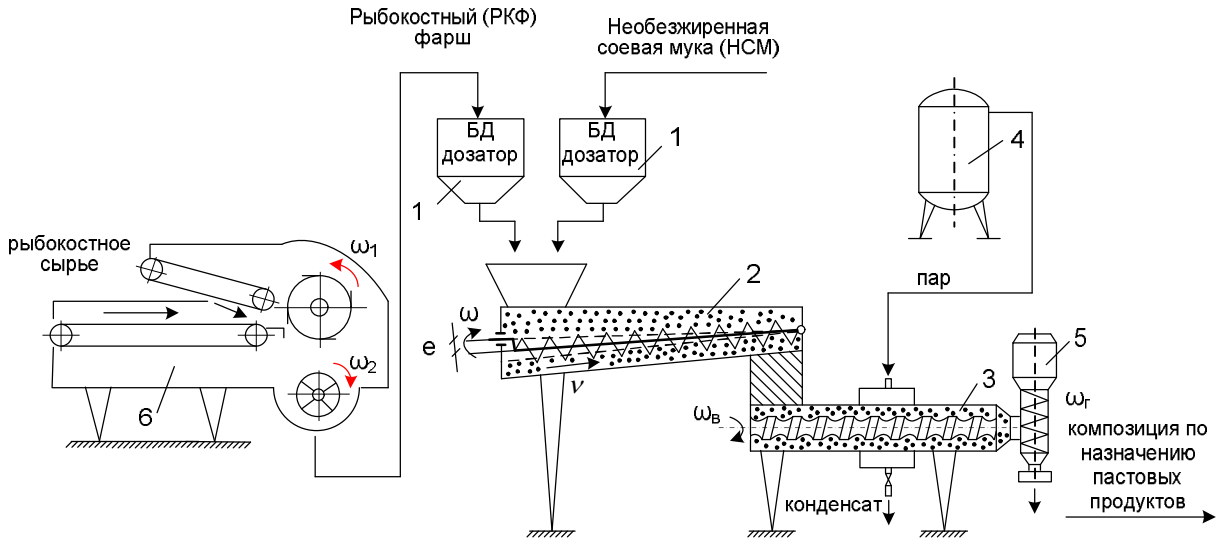


Рис. 2. Конструктивно-технологическая схема оборудования технологической линии для приготовления соево-рыбокостных композиций:
1 – бункера-дозаторы; 2 – смеситель; 3 – винтовой питатель;
4 – парогенератор; 5–измельчитель-гомогенизатор; 6 – измельчитель двухступенчатый

В качестве исходных компонентов для приготовления данных композиций использовалась необезжиренная соевая мука в количестве 50 – 56%, а также рыбокостный фарш с $l_r \leq 0{,}46 - 0{,}57$ мм и $\upsilon \leq 10 - 11\%$.

При работе оборудования данной линии исходные компоненты дозировано, в соотношении 1 : 1, подаются в приемный бункер смесителя – 2 для получения бинарных композиций с усредненной влажностью. Высокое качество смешивания компонентов обеспечивается за счет того, что ось шнека смещена относительно оси его корпуса на величину – эксцентриситета - e [4]. Данная конструктивная особенность обеспечивает шнековому смесителю возможность интенсифицировать процесс смешивания компонентов влажной и сухой физической формы. В питателе 3 композиция подвергается термической обработке. Далее, бинар-

ная композиционная смесь подается в измельчитель-гомогенизатор, где продукт доводится до окончательной кондиции.

При этом, интенсивность смешивания и соответственно продолжительность диффузионного перехода молекул воды в состав частиц НСО, имеющих размер до 28 мкм, определяются следующие показатели

$$k = 2 \cdot e / tg\alpha \cdot d_в, \quad (3)$$

где α – угол наклона винтовой линии шнека;

$d_в$ – диаметр вала шнека.

В результате экспериментальных исследований получена математическая модель оценки процесса смешивания соевой муки и фарша [5] для однородности смешивания

$$\Theta_{см} = -5{,}96 + 8{,}89 \cdot e + 8{,}86 \cdot t + 5{,}50 \cdot \omega - 0{,}28 \cdot e \cdot t - 0{,}24 \cdot e \cdot \omega - \\ -0{,}18 \cdot t \cdot \omega - 0{,}12 \cdot t^2 \rightarrow 100\%; \quad (4)$$

$$N_э = 3{,}87 + 5{,}43 \cdot t + 0{,}88 \cdot \omega - 0{,}12 \cdot t^2 \rightarrow min, \quad (5)$$

где e – эксцентриситет (длина кривошипа), равная 2,5 мм;

t – шаг витков шнека, равный 24,15 мм;

ω – угловая скорость вращения шнека, равная 13,8 $с^{-1}$.

При указанных выше значениях параметров, однородность смешивания составила $\Theta_{см} = 95{,}0\%$, а энергоемкость $N_э = 112 \frac{кВт \cdot с}{кг}$.

Исследованиями также установлено, что энергоемкость данной линии составляет $0{,}139 \frac{кВт \cdot с}{кг}$.

Характеристика соево-рыбокостной пасты приведена в таблице 1.

Таблица 1 Характеристика пастовой композиции

Продукт	Показатели						
	Влажность, W, %	Содержание протеина, %	ВСС, %	ПНС, Па	$l_т$, мм	υ, %	$М_д$ НСМ, %
Соево-рыбокостная паста	39 – 41	36 – 38	96,0	243,0	0,46	10,0	50,0

Разработанная технологическая схема приготовления высокобелковой соево-рыбокостной пасты может быть реализована с помощью предложенной линии, базовыми технологическими средствами которой являются двухступенчатый измельчитель, шнековый смеситель со смещенной осью вращения шнека, питатель с термокамерой, а также измельчитель-гомогенизатор.

При этом научно-обоснованные параметры данных технических средств позволяют получить высокобелковые кормовые композиции для сельскохозяйственной птицы с качественными показателями, удовлетворяющими предъявляемым зоотехническим и технико-экономическим требованиям.

Список литературы

1. Справочник: механизация приготовления кормов [Текст] / Сыроватка В.И. [и др.] – М.: Агропромиздат, 1985. – 368 с.

2. Справочник: комбикорма, кормовые добавки и ЗЦМ – для животных / Крохина В.А. [и др.] – М.: Агропромиздат, 1990. – 304 с.

3. Доценко, С.М. Технологическое обоснование повышения эффективности производства мясокостного гранулята для птицы [Текст] / С.М. Доценко, С.Н. Воякин, С.В. Бушуев // Техника в сельском хозяйстве. 2012.– №1. – С.13 – 14.

4. А.С. №1253541 Российская Федерация, МПК B01F7/02, A01K5/00, B01F7/08, B65D88/68. Шнековый смеситель кормов / Доценко С.М.; заявитель и патентообладатель: Благовещенский сельскохозяйственный институт. – №3870890; заявл.20.03.1985; опубл. 30.08.86, Бюл. №32 – 5с.

5. Научные основы повышения эффективности приготовления кормовой добавки с использованием соевого компонента для сельскохозяйственной птицы [Текст]: монография / С.Н. Воякин, С.М. Доценко, Л.А. Ковалева, С.В. Бушуев. – Благовещенск: издательство ДальГАУ, 2013. - 229 с.

6. Козлов, В.Г. Влияние УФ облучения на всхожесть и урожайности сельскохозяйственных культур [Текст] / В.Г. Козлов // Энергосбережение – важнейшее условие инновационного развития АПК: материалы междунар. науч.- практич. конф. 21-22 ноября 2013. – Минск: БГАТУ, 2013. – С. 250-255.

УДК 629.114.2

Кутьков Г.М.[1], Сидоров М.В.[2]

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И ВЕСА ТРАКТОРА ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ КОНЦЕПЦИИ ПРИ БАЛЛАСТИРОВАНИИ И В СОСТАВЕ МОДУЛЬНОГО ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

[1]Московский государственный аграрный университет им. В. П. Горячкина,г. Москва

[2]Калужский филиал Московского государственного технического университета им Н.Э. Баумана, г. Калуга.

Аннотация. В статье изложена методика расчета мощности двигателя и веса трактора тягово-энергетической концепции без балласта, с балластом и с транспортно-технологическим модулем.

Ключевые слова: тягово-энергетическая концепция трактора, трактор с балластом, энергетический модуль, транспортно-технологический модуль, модульное энерготехнологическое средство.

Abstract. The article gives a method of calculation of engine power and weight of a towing power concept tractor without a ballast, with a ballast and with the transport-technological module third leading (moving) the bridge.

Keywords: traction – energy concept of the tractor, the tractor with ballast, power module, transport-technological module, modular power technological means.

Общие положения. В современном тракторостроении отмечается тенденция повышения энергонасыщенности тракторов с целью расширения их тягового диапазона и технологической универсальности. Энергонасыщенность таких тракторов превышает пределы энергонасыщенности трактора тяговой концепции, т.е. конструктор сознательно создает как бы «излишек» мощности двигателя, который не может быть реализован в силу тяги при данном эксплуатационном весе трактора и существующем диапазоне технологических скоростей выполнения сельскохозяйственных операций. К настоящему времени известно два варианта реализации такого «излишка» мощности – балластированием трактора (фирма Fendt и др.) и применением третьего подкатного моста с приводом его ведущих колес от ВОМ трактора (НАТИ-МТЗ) [1]. Такие тракторы авторы назвали тракторами тягово-энергетической концепции в отличие от тракторов-тягачей, которые являются машинами тяговой концепции. (Предложение некоторых авторов называть тракторы высокой энергонасыщенности тягово-приводными нельзя признать удачным. Потому что этот термин характеризует конструктивную особенность трактора, но не отражает изменения его технической концепции. Кроме того, все тракторы, начиная с первого, являются тягово-приводными).

Переменный или изменяемый тяговый класс трактора порождает ряд проблем в сфере его эксплуатации, в частности - классификация, загрузка и рациональное использование в технологическом процессе сельскохозяйственного производства [2]. Наряду с этим не менее остро встает вопрос методики расчета мощности двигателя и веса трактора тягово-энергетической концепции.

Расчет веса трактора. Эксплуатационный вес балластируемого трактора определяют для двух вариантов – без балласта и с полным балластом. Эксплуатационный вес трактора тягово-энергетической концепции с транспортно-технологическим модулем (ТТМ) определяют также для двух вариантов – собственно трактора или энергетического модуля (ЭМ) и трактора совместно с ТТМ или модульного энерготехнологического средства (МЭС).

Эксплуатационный вес трактора при всех вариантах комплектации определяют из условия сцепления движителей с почвой. Сцепление

должно быть достаточным для того, чтобы трактор или МЭС мог развивать заданное нижнее и верхнее номинальное тяговое усилие на лущеной стерне зерновых культур нормальной влажности с буксованием не более допустимого $\delta_н$ стандартом.

Расчет эксплуатационного веса ЭМ и эксплуатационного веса трактора без балласта выполняют по одной и той же формуле

$$G_{ЭМ} = \frac{P_{кр\ н}}{\varphi_{кр\ н}}, \quad (1)$$

где $P_{кр.н}$ – нижнее значение номинального тягового усилия трактора без балласта или ЭМ без ТТМ;

$\varphi_{кр.н}$ – коэффициент использования веса колесного трактора или ЭМ при номинальном тяговом усилии и работе на лущеной стерне.

Эксплуатационный вес трактора с максимальным балластом $G_{тр.б}$ и вес трактора с ТТМ (МЭС) определяют по формулам

$$G_{тр.б} = \frac{P_{кр.б}}{\varphi_{кр.н}}, \quad (2)$$

$$G_{МЭС} = \frac{P_{МЭС}}{\varphi_{кр.МЭС}}, \quad (3)$$

где $P_{тр.б}$ и $P_{МЭС}$ – заданное исходными документами на проектирование трактора верхнее значение номинального тягового усилия трактора с полным балластом и МЭС соответственно;

$\varphi_{кр.МЭС}$ – коэффициент использования веса МЭС на лущеной стерне.

Значение коэффициента $\varphi_{кр.н}$ по ГОСТ 4.40-84 (с учетом масштабных коэффициентов) составляет для тракторов 4К4 $\varphi_{кр.н}$ = 0,392. По данным испытаний МЭС, проведенных в Кубанском НИИ испытаний тракторов и сельскохозяйственных машин, $\varphi_{кр.МЭС}$= 0,4…0,41 [3]. Большее значение коэффициента использования веса МЭС по сравнению с трактором колесной формулы 4К4 объясняется более высокими тягово-сцепными свойствами трехосной схемы МЭС.

Максимальный вес балласта трактора или ТТМ можно определить как разницу между весом трактора с полным балластом $G_{тр.б}$ и весом трактора без балласта $G_{тр}$

$$G_б = G_{тр.б} - G_{тр} \quad (4)$$

или между весом энерготехнологического средства $G_{МЭС}$ и весом энергетического модуля $G_{эм.}$

$$G_{ТТМ} = G_{МЭС} - G_{ЭМ}\ . \quad (5)$$

Следует отметить, что вес ТТМ, полученный по формуле (5) –

эксплуатационный вес. В конструкции ТТМ может быть выполнен с более низким весом и дополнен до необходимого значения балластом.

Номинальную эксплуатационную мощность двигателя трактора тяговой концепции принято рассчитывать по формуле:

$$N_{\text{н.э}} = \frac{\left(P_{\text{кр.н}} + P_{\text{f}}\right) v_{\text{тр.н}}}{\eta_{\text{тр}}\left(1 - \delta_{\text{н}}\right)} . \qquad (6)$$

где $P_{\text{кр.н}}$ – значение номинального тягового усилия трактора, кН;

P_{f} – сила сопротивления качению трактора, кН;

$v_{\text{тр.н}}$ – действительная скорость движения трактора при номинальном тяговом усилии, м/с;

$\eta_{\text{тр}}$ – механический КПД трансмиссии трактора;

$\delta_{\text{н}}$ – допустимое значение буксования.

Тракторы тягово-энергетической концепции могут быть колесной формулы 4К4 или 6К6. Поэтому при тяговом расчете таких тракторов необходимо учитывать ряд дополнительных факторов, влияющих на точность расчета номинальной эксплуатационной мощности двигателя.

Во-первых, тягово-сцепные свойства трактора зависят от количества ведущих осей. Помимо того, что при всех ведущих колесах в силу тяги реализуется полный вес трактора и возрастает коэффициент использования веса $\varphi_{\text{кр}}$, проявляется эффект снижения сопротивления качению (уменьшается коэффициент $f_{\text{к}}$) и повышения сцепления (увеличивается коэффициент $\varphi_{\text{к}}$) вследствие прохода колес второго и третьего мостов по следу колес первого моста рис. 1.

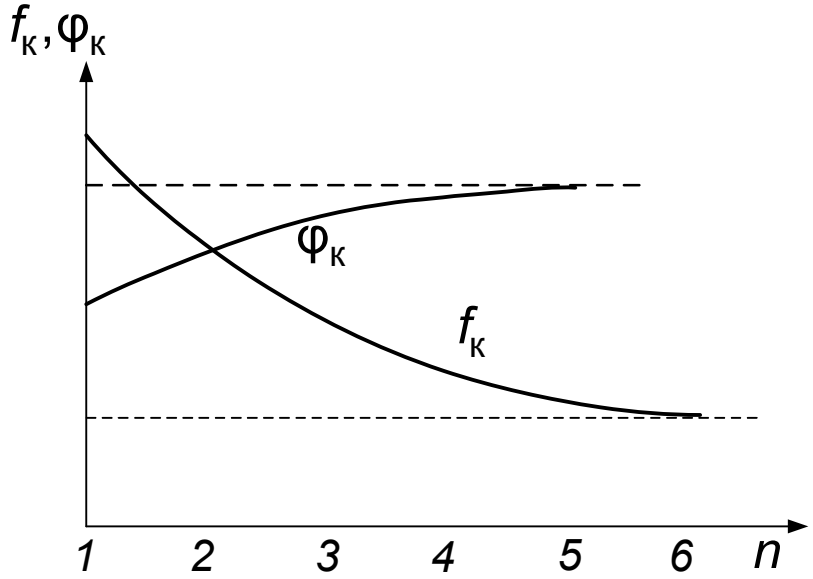


Рис. 1. Зависимость изменения $\varphi_{\text{кр}}$ и $f_{\text{к}}$ от числа проходов n колеса по одному следу деформируемой поверхности

Во-вторых, буксование колес δ по отдельным осям неодинаково и зависит от конструктивно заданного кинематического несоответствия в

их приводе (коэффициент $k_н$), а в выражении (6) используется буксование колес только одного - заднего моста трактора.

В-третьих, КПД двухосной трансмиссии $\eta_{тр}$ трактора колесной формулы 4К4 и тем более трехосной трансмиссии МЭС 6К6 можно определить расчетом только как сумму КПД двух или трех ветвей трансмиссии: на привод передних и задних колес трактора отдельно и на привод колес ТТМ отдельно. Потери мощности в каждой ветви трансмиссии зависят от двух факторов: от механического КПД ($\eta_{тр1}$, $\eta_{тр2}$, $\eta_{тр3}$) и от доли мощности двигателя, передаваемой через данную ветвь трансмиссии и учитываемую коэффициентом передачи мощности k_{N1}, $k_{нN2}$, k_{N3} .

Учитывая изложенное, номинальную эксплуатационную мощность двигателя будем определять как сумму мощностей, потребляемых отдельным мостом – передним, задним и ТТМ

$$N_{н.э.ЭМ} = N_{н.э.п} + N_{н.э.к} \ , \tag{7}$$

$$N_{н.э.тр} = N_{н.э.п.б} + N_{н.э.к.б} \ , \tag{8}$$

$$N_{н.э.МЭС} = N_{н.э.п} + N_{н.э.к} + N_{н.э.ТТМ} \ , \tag{9}$$

где $N_{н.э.ЭМ}$ – мощность двигателя, реализуемая на создание номинального тягового усилия трактора без балласта и энергетического модуля (без ТТМ);

$N_{н.э.тр}$ - мощность двигателя, реализуемая на создание номинального тягового усилия трактора с балластом;

$N_{н.э.МЭС}$ – мощность двигателя модульного энерготехнологического средства; $N_{н.э.п}$ – мощность двигателя на привод колес переднего моста ЭМ и трактора без балласта;

$N_{н.э.п.б}$ – мощность двигателя на привод колес переднего моста трактора с балластом;

$N_{н.э.к}$ - мощность двигателя на привод колес заднего моста ЭМ и трактора без балласта;

$N_{н.э.к.б}$ – мощность двигателя на привод колес заднего моста трактора с балластом;

$N_{н.э.ТТМ}$ – мощность двигателя на привод колес ТТМ;.

Тяговый расчет проводим с допущением, что все ведущие мосты заблокированы. При этом не учитывается паразитная мощность, затрачиваемая на скольжение отстающих колес при работе трактора с низкой тяговой нагрузкой.

Исходя из принятого условия, что номинальная эксплуатационная мощность двигателя равна сумме мощностей, реализуемых каждым ведущим мостом, силу тяги трактора определяем как сумму сил тяги мостов трактора или МЭС. Тогда для трактора без ТТМ

$$P_{кр} = P_{кр.п} + P_{кр.к} \tag{10}$$

и с ТТМ соответственно

$$P_{кр.МЭС} = P_{кр.п} + P_{кр.к} + P_{кр.ТТМ} \ , \tag{11}$$

где $P_{кр.п}$, $P_{кр.к}$, $P_{кр.ТТМ}$ – значение силы тяги переднего, заднего мостов трактора и ТТМ соответственно, кН.

Аналогично примем, что сила сопротивления качению трактора и МЭС равна сумме сил сопротивления качению мостов трактора или МЭС. Тогда для трактора без ТТМ и с ТТМ соответственно

$$P_{f.тр} = P_{f.п} + P_{f.к} \ , \tag{12}$$

$$P_{f.МЭС} = P_{f.п} + P_{f.к} + P_{f.ТТМ} \tag{13}$$

где $P_{f.п}$, $P_{f.к}$, $P_{f.ТТМ}$ – сила сопротивления качению колес переднего, заднего мостов трактора и ТТМ соответственно, кН.

Сложив выражения (10) и (12) и соответственно (11) и (13) получим:

$$P_{кр} + P_{f.тр} = (P_{кр.п} + P_{f.п}) + (P_{кр.к} + P_{f.к}) \ , \tag{14}$$

$$P_{кр.МЭС} + P_{f.МЭС} = (P_{кр.п} + P_{f.п}) + (P_{кр.к} + P_{f.к}) + (P_{кр.ТТМ} + P_{f.ТТМ}) \ . \tag{15}$$

Левая часть уравнений (14) и (15) представляет собой часть числителя выражения (6), заключенного в скобку. Так как средняя поступательная скорость всех ведущих мостов одинаковая, то тяговая мощность трактора будет равна сумме мощностей, реализуемых каждым ведущим мостом трактора или МЭС:

$$(P_{кр} + P_{f.тр})v_{тр} = (P_{кр.п} + P_{f.п})v_{тр} + (P_{кр.к} + P_{f.к})v_{тр} \ , \tag{16}$$

$$(P_{кр.МЭС} + P_{f.МЭС})v_{тр} = (P_{кр.п} + P_{f.п})v_{тр} + (P_{кр.к} + P_{f.к})v_{тр} + (P_{кр.ТТМ} + P_{f.ТТМ})v_{тр} \ . \tag{17}$$

Умножим и поделим каждый член выражений (16) и (17) на знаменатель выражения (6) с учетом присущего каждому мосту своего буксования и КПД привода:

$$\frac{(P_{кр} + P_{f.тр})v_{тр}}{\eta_{тр}(1-\delta_{н})}\eta_{тр}(1-\delta_{н}) = \frac{(P_{кр.п} + P_{f.п})v_{тр}}{\eta_{тр1}(1-\delta_{н.п})}\eta_{тр1}(1-\delta_{н.п}) + \frac{(P_{кр.к} + P_{f.к})v_{тр}}{\eta_{тр2}(1-\delta_{н.к})}\eta_{тр2}(1-\delta_{н.к}) \tag{18}$$

$$\begin{aligned} &\frac{(P_{кр.МЭС} + P_{f.МЭС})v_{тр}}{\eta_{тр.МЭС}(1-\delta_{н})}\eta_{тр.МЭС}(1-\delta_{н}) = \frac{(P_{кр.п} + P_{f.п})v_{тр}}{\eta_{тр1}(1-\delta_{н.п})}\eta_{тр1}(1-\delta_{н.п}) + \\ &+ \frac{(P_{кр.к} + P_{f.к})v_{тр}}{\eta_{тр2}(1-\delta_{н.к})}\eta_{тр2}(1-\delta_{н.к}) + \frac{(P_{кр.ТТМ} + P_{f.ТТМ})v_{тр}}{\eta_{тр3}(1-\delta_{н.ТТМ})}\eta_{тр3}(1-\delta_{н.ТТМ}) \end{aligned} \tag{19}$$

Здесь $\frac{(P_{кр.н} + P_{f})v_{тр.н}}{\eta_{тр}(1-\delta_{н})} = N_{н.э.ЭМ}$, $\frac{(P_{кр.МЭС} + P_{f.МЭС})v_{тр}}{\eta_{тр.МЭС}(1-\delta_{н})} = N_{н.э.МЭС}$;

$\frac{(P_{кр.п} + P_{f.п})v_{тр.н}}{\eta_{тр1}(1-\delta_{п})} = N_{н.э.п}$,

$$\frac{(P_{\text{кр.к}}+P_{\text{f.к}})v_{\text{тр.н}}}{\eta_{\text{тр2}}(1\text{-}\delta_{\text{к}})}=N_{\text{н.э.к}}\quad\frac{(P_{\text{кр.ТТМ}}+P_{\cdot\text{fТТМ}})v_{\text{тр.н}}}{\eta_{\text{тр3}}(1\text{-}\delta_{\text{ТТМ}})}=N_{\text{н.э.ТТМ}}\,,\qquad(20)$$

где $N_{\text{н.э.ЭМ}}$ – мощность двигателя, реализуемая в номинальное тяговое усилие трактора без балласта и энергетического модуля (без ТТМ);

$N_{\text{н.э.МЭС}}$ – мощность двигателя модульного энерготехнологического средства;

$N_{\text{н.э.п}}$, $N_{\text{н.э.к}}$ и $N_{\text{н.э.ТТМ}}$ – эффективная мощность двигателя, потребляемая на привод переднего и заднего мостов трактора и на привод активных колес ТТМ;

$\eta_{\text{тр1}}$, $\eta_{\text{тр2}}$, $\eta_{\text{тр3}}$ – механический КПД ветви трансмиссии от двигателя к переднему, заднему мостам трактора и к ТТМ соответственно;

$\delta_{\text{к}}$, – допустимое буксование на лущеной стерне зерновых колес заднего моста трактора;

$\delta_{\text{п}}$, и $\delta_{\text{ТТМ}}$ – буксование колес переднего моста и ТТМ соответственно с учетом кинематического несоответствия в их приводе.

С учетом (20) выражения (18) и (19) можно записать в следующем виде

$$N_{\text{н.э.ЭМ}}\eta_{\text{тр}}\left(1-\delta_{\text{н}}\right)=N_{\text{н.э.п}}\eta_{\text{тр1}}\left(1-\delta_{\text{н.п}}\right)+N_{\text{н.э.к}}\eta_{\text{тр2}}\left(1-\delta_{\text{н.к}}\right)\,,\qquad(21)$$

$$N_{\text{н.э.МЭС}}\eta_{\text{тр.МЭС}}\left(1-\delta_{\text{н}}\right)=N_{\text{н.э.п}}\eta_{\text{тр1}}\left(1-\delta_{\text{н.п}}\right)+N_{\text{н.э.к}}\eta_{\text{тр2}}\left(1-\delta_{\text{н.к}}\right)+N_{\text{н.э.ТТМ}}\eta_{\text{тр3}}\left(1-\delta_{\text{н.ТТМ}}\right)\quad(22)$$

Разделив левые и правые части уравнений (21) и (22) на $N_{\text{н.э}}$, получим:

$$\eta_{\text{тр}}(1-\delta_{\text{н}})=\eta_{\text{тр1}}(1-\delta_{\text{н.п}})k_{\text{N1}}+\eta_{\text{тр2}}(1-\delta_{\text{н.к}})k_{\text{N2}}\,,\qquad(23)$$

$$\eta_{\text{тр.МЭС}}(1-\delta_{\text{н}})=\eta_{\text{тр1}}(1-\delta_{\text{н.п}})k_{\text{N1м}}+\eta_{\text{тр2}}(1-\delta_{\text{н.к}})k_{\text{N2м}}+\eta_{\text{тр3}}(1-\delta_{\text{н.ТТМ}})k_{\text{N3м}}\,,(24)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{МЭС}}$ – КПД трансмиссии трактора и МЭС соответственно;

$\eta_{\text{тр1}}$, $\eta_{\text{тр2}}$ и $\eta_{\text{трТТМ}}$ – КПД привода переднего, заднего моста трактора и ТТМ;

k_{N1}, k_{N2} – коэффициенты передачи мощности на привод передних и задних колес трактора;

$k_{\text{N1м}}$, $k_{\text{N2м}}$ и $k_{\text{N3м}}$ – коэффициенты передачи мощности на привод передних, задних колес трактора (или ЭМ) и колес ТТМ в составе МЭС, учитывающие долю мощности, передаваемую через j-й мост:

для трактора без балласта:

$$k_{\text{N1}}=\frac{N_{\text{н.э.п}}}{N_{\text{н.э.ЭМ}}}\,,\;k_{\text{N2}}=\frac{N_{\text{н.э.к}}}{N_{\text{н.э.ЭМ}}}\,,$$

для трактора с балластом:

$$k_{\text{N1}}=\frac{N_{\text{н.э.п.б}}}{N_{\text{н.э.тр}}}\,,\;k_{\text{N2}}=\frac{N_{\text{н.э.к.б}}}{N_{\text{н.э.тр}}}\,,$$

для трактора с ТТМ:

$$k_{\text{N1м}} = \frac{N_{\text{н.э.п}}}{N_{\text{н.э.МЭС}}}\,,\quad k_{\text{N2м}} = \frac{N_{\text{н.э.к}}}{N_{\text{н.э.МЭС}}}\,,\quad k_{\text{N3м}} = \frac{N_{\text{н.э.ТТМ}}}{N_{\text{н.э.МЭС}}}\,,$$

Для расчета коэффициентов передачи мощности используют выражения (20).

Обязательным при определении коэффициентов передачи мощности служит условие

$$\sum_{\text{j=1}}^{N} k_{\text{Nj}} = 1\,,$$

которое получается из равенства

$$N_{\text{н.э.тр}} = \sum_{\text{j=1}}^{N} N_{\text{н.э.j}}\,,$$

где $N_{\text{н.э.j}}$ – доля эффективной мощности двигателя, передаваемых отдельно на *j*-й мост.

Тогда для трактора без балласта, трактора с балластом и с ТТМ соответственно:

для трактора без балласта и с балластом:

$$1 = k_{\text{N1}} + k_{\text{N2}}\,,$$

для трактора с ТТМ:

$$1 = k_{\text{N1м}} + k_{\text{N2м}} + k_{\text{N3м}}\,,$$

Коэффициенты k_{N1} и k_{N2} могут быть разными у одного и того же трактора, когда он полностью забалластирован, и когда он без балласта. Потому что распределение веса трактора по осям зависит от распределения веса балласта. При этом полная мощность двигателя, реализуемая в силу тяги через оба ведущих моста, также будет разной у трактора забалластированного и у трактора без балласта. Полная мощность двигателя на создание номинального тягового усилия ЭМ и МЭС также разная.

Таким образом, знаменатель выражения (6) следует рассчитывать как произведение механического КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ на КПД буксования $(1\text{-}\delta_{\text{н}})$ с учетом доли мощности, передаваемой через *j*-й мост.

$$\eta_{\text{тр}}(1-\delta_{\text{н}}) = \sum_{\text{j=1}}^{N} \eta_{\text{тр j}} k_{\text{Nj}} (1-\delta_{\text{н.j}})\,, \qquad (25)$$

а выражение (6) в общем виде содержит в числителе сумму сил тяги и сил сопротивления качению ведущих мостов, а в знаменателе – сумму механических потерь мощности в трансмиссии и потерь на буксование

$$N_{\text{н.э}} = \frac{\sum_{\text{j=1}}^{N}\left(P_{\text{кр.j}} + P_{\text{f.j}}\right) v_{\text{тр.н}}}{\sum_{j=1}^{N} \eta_{\text{тр.j}} k_{\text{N j}} \left(1 - \delta_{\text{н.j}}\right)}, \qquad (26)$$

где k_{Nj} – коэффициент передачи мощности, учитывающий долю мощности, передаваемую через *j*-й мост;

$\eta_{\text{трj}}$ – механический КПД отдельной ветви трансмиссии; (1- $\delta_{\text{н.j}}$) – КПД буксования *j*-го моста.

Предложенные выражения позволяют определить мощность двигателя и вес трактора тягово-энергетической концепции при балластировании и в составе модульного энерготехнологического средства.

Список литературы

1. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства [Текст] / Г.М. Кутьков.– М.: КолосС, 2004. – 505 с.

2. Кутьков, Г.М. Энергонасыщенность и классификация тракторов [Текст] / Г.М. Кутьков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – №5. – С.11-14;

3. Кутьков, Г.М. Исследование модульного энерготехнологического средства [Текст] / Г.М. Кутьков, П.А. Амельченко, Е.В. Габай [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1989. – №12. – С.3-9;

УДК 631.632.3

Путенко Р.А., Солнцев В.Н.

МАШИНЫ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ СЕМЯН

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье представлен обзор современных машин для специальной обработки семян и их анализ.

Ключевые слова: машина для специальной обработки семян, семена.

Annotation. The article provides an overview of modern machines for a special seed treatment and analysis.

Keywords: machine for special treatment of seeds, seeds.

Получить высококачественный семенной материал при обработке на поточных технологических линиях типа ЗАВ или на отдельных ветрорешетных и триерных машинах не представляется возможным. Наличие трудноотделимых примесей и семян сорняков требует дополнительной, как правило повторной обработки, что несколько снижает за-

соренность семян, но приводит к повышенному их травмированию [3, 4].

Выделить трудноотделимые примеси из основного материала в большинстве случаев можно обработкой семян на специальных машинах, которые устанавливают дополнительно в поточных линиях или самостоятельно.

В настоящее время для специальной обработки семян применяют разнообразные машины в основу работы которых заложены те или иные отличительные признаки семян и засортелей [1, 5]. Для отделения слабовыполненных (легковесных) семян с низкой плотностью применяют вибропневмосепараторы (пневматические столы), семян сорняков от семян культурных трав – магнитные семяочистительные машины, легковесных семян – аэродинамические сепараторы, обрушенных семян крупяных и масличных культур или семян различных культур с признаками разрушения (повреждения) – фотосепараторы.

На пневмостолах семенной материал, находясь на перфорированной деке, под действием колебаний ее и воздушного потока, проходящего сквозь деку, приводится в псевдоожиженное состояние. В кипящем слое семена перераспределяются по горизонтали в зависимости от их плотности. Самые выполненые (плотные) семена перемещаются в нижние слои, а легкие – в верхние. Разделенный по слоям зерновой ворох за счет наклонной деки и ее колебательных движений перемещаются в продольном и поперечном направлениях, где производится сбор семян с различными свойствами.

По типу пневмосистемы различают пневмостолы с нагнетательной (когда воздух нагнетается вентилятором под деку) и с вакуумной (когда воздух отсасывается вентилятором через герметично закрытую зонтом деку). По форме деки пневмостолы делятся – с прямоугольной и трапециевидной, а по наличию направляющих рифов на поверхности стола – с рифами и без рифов.

Основные технические характеристики пневмостолов представлены в таблице 1.

Магнитные семяочистительные машины рассмотрим на примере машины Петкус К–590 (Магнитка). В ней реализован принцип сортировки по свойствам поверхности. Эта машина отделяет семена сорняков с шероховатой поверхностью от семян культурных трав с гладкой поверхностью. Принцип работы машины основан на смешивании обрабатываемого материала с тонко размолонным порошком, в состав которого входят железо и мел. Шероховатые семена сорняков хорошо обволакиваются этим порошком и при подаче на магнитный барабан притягиваются к нему и выносятся в дальнюю зону, а гладкие семена (без по-

рошка) свободно скатываются с вращающегося магнитного барабана и собираются в ближней зоне. На магнитной семяочистительной машине в основном обрабатывают семена трав.

Основные технические характеристики семяочистительной машины К–590 представлены в таблице 2.

Таблица 1. Технические характеристики пневмостолов

Марка	Производительность (пшеница), т/ч	Мощность электродвигателей (вентилятор; стол), кВт	Частота колебаний стола, $мин^{-1}$	Габаритные размеры, мм (длина, ширина, высота)	Масса, кг
МОС-9	9,0	15; 1,5	450...570	2500, 1850, 2000,	1290
KD 50/60/120/200/300/400	0,2/1,5/3,0/5,0/7,0/10,0	2,2; 0,45/7,5; 0,75/11,0; 1,1/11,0; 1,1/18,5; 1,5/22,0; 2,2			200/1200/1300/1700/2600/3800
СПС- 1,0/-3,5	1,0/3,5	0,7/1,1	940/940	1840, 1720, 2000/2149, 1937, 2341	400/340
СПВ-7	7,0	15,0; 0,7	1000	2710, 2070, 2300	945
СП-120/200/300	0,9-4,5/1,4-6,8/2,0-10	6,6/8,6/12,5			
ПСС-2,5	2,5-3,5		940	2020, 1850, 2010	540
БПС	1,5-3,3		434-560	2770, 1480, 1700	800

Таблица 2. Техническая характеристика семяочистительной машины К–590

Производительность при очистке семян клевера, т/ч	0,5
Мощность электродвигателей: привода машины / устройства отсасывания, кВт	1,1/1,5
Габаритные размеры машины (длина, ширина, высота), мм	2325, 925, 1675
Масса, кг	750

Аэродинамические сепараторы разделяют семенной материал по его аэродинамическим свойствам. Такая обработка позволяет получить высококачественный посевной материал зерновых культур, так как из вороха выделяются дробленое и легковесное непродуктивное зерно и легковесные примеси. Технологический процесс аэродинамических сепараторов рассмотрим на примере САД–10. Зерновой поток в свободном падении обдувается воздушным потоком, в результате он разделяется на фракции по плотности и аэродинамическому сопротивлению. Пыль и легкие примеси выносятся в осадочную камеру, а основной материал собирается несколькими фракциями.

Техническая характеристика сепаратора приведена в таблице 3.

Таблица 3. Техническая характеристика САД-10

Производительность (очистка/сортирование), т/ч	10/5
Установленная мощность, кВт	7-10
Габаритные размеры (длина, ширина, высота), мм	3060, 1650, 3000
Масса, кг	1000

Фотосепараторы высокотехнологичное оборудование нового поколения, предназначенное для сортировки любых сыпучих материалов по цвету. В настоящее время фотосепараторы анализирую семена во всех спектрах отражения, на отдельных длинах волн (полихромные). Рентгеновские фотосепараторы анализирую продукт по внутренней структуре [2].

Фотосепараторы классифицируются по следующим признакам: по типу фотометрической сепарации – монохромные (выбор светлых или темных дефектов), бихромные (выбор светлых и темных дефектов одновременно), полихромные (выбор различных по цвету дефектов данного продукта на основе использования двух различных длин волны), а по способу подачи материала в зону измерения – с помощью ленточного конвейера и с помощью вибропитателя.

В сельском хозяйстве фотосепараторы применяют для обработки различных продуктов: семян, сырья и готовых продуктов питания. Фотосепараторы оборудуют новейшими оптическими системами распознавания дефектов и отделения засорителей, что обеспечивает точную сортировку продукта (до 99,9% качества на выходе), при нулевых механических воздействиях. Технические характеристики фотосепараторов представлены в таблице 4.

Представленный обзор специальных машин для окончательной обработки семян показал, что для получения высококачественных семян с минимальным травмированием предпочтение отдается фотосепараторам, которые не только не травмируют семена, но и способны их обнаруживать и отделять из основного потока. Фотосепараторы компактны,

не требуют больших затрат энергии и позволяют отделять практически любые примеси.

Таблица 4. Технические характеристики фотосепараторов

	Производительность, т/ч	Мощность, кВт	Напряжение, В	Габаритные размеры (длина, ширина, высота), мм	Масса, кг
ВСМ серия Ф и СВ					
Ф5	0,4-4	1,4	220	1520, 1045, 1900	
Ф20	1,6-16	2,5	220	1520, 2230, 1900	
СВ-1	0,4-7,5	1,1	220	1500, 1040, 2100	550
СВ-4	1,6-30	3,1	220	1500, 2230, 2100	1150
C Sort серии Pixel и Optima					
Pixel 1	4	1	220	1560, 1465, 2000	400
Pixel 5	20	2,0	220	1950, 1465, 2000	840
Optima 1	1,5	1,3	220	1900, 1000, 1800	750
Optima 3	5	1,7	220	1900, 1000,1800	850
ASM серия Futura					
Futura F1	2-6	—	—	—	—
Futura F4	10-22	—	—	—	—
Sortex серии C и Z					
C2V	4-5	2,5	220	1680, 2196, 2031	750
Z1	2-4	—	220	850, 2198, 2031	612

Список литературы

1. Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства. (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений) [Текст] / Тарасенко А.П., Солнцев В.Н., Гребнев В.П., Поливаев О.И., Сундеев А.А., Дьячков А.П., Пиляев С.Н. – М.: Колос, 2002. – 552 с.

2. Оценка первой ступени очистки зернового вороха на фотосепараторе [Текст] / Мяснянкин К. В., Чишко Р. А., Путенко Р. А., Тарасенко А. П., Солнцев В. Н. // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 65-й студенческой научной конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – Ч.1. – 2014. – С. 50-52.

3. Качество обработки зерна на машине «АЛМАЗ» [Текст] / Ларченко А. А., Солнцев В. Н., Шатохин И. В. // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 66-й студенческой научной конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – Ч. 1. – 2015. – С. 130-132

4. Оробинский, В.И. Совершенствование технологии послеуборочной обработки семян фракционированием и технических средств для

её реализации : автореф. дис. . д-ра с.-х. наук : 05.20.01 / В. И. Оробинский ; Воронеж. гос. аграр. ун-т .— Воронеж, 2007 .– 39 с.

5. Оробинский, В.И. Фракционирование зернового вороха и качество семян [Текст] / В.И. Оробинский // Тракторы и сельхозмашины . – 2006. – №10. – С. 29-30.

6. Влияние режимов работы очистки комбайна на потери и травмирование зерна при уборке [Текст] / В.И. Оробинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. - №2. – С. 6-7.

7. Пат. на изобретение RU 2298441 Аспирационная система зерноочистительной машины / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, В.В. Шередекин, В.А. Сундеев, А.И. Королев. Заявитель и патентообладатель: Воронежский ГАУ, 19.04.2005.

8. Регулирование скорости воздушного потока в аспирационных каналах зерноочистительной машины / В.И. Оробинский [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. - №9. – С. 3-4.

УДК 631.362:644.7

Ларченко А.А., Горбанев А.В., Солнцев В.Н.

ОЦЕНКА ПЕРВИЧНОЙ ОБРАБОТКИ ПШЕНИЦЫ НА ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОМ АГРЕГАТЕ

Аннотация. В статье выполнена качественная оценка работы линии первичной обработки зерна зерноочистительного агрегата.

Ключевые слова: пшеница, зерноочистительный агрегат, обработка, семенное зерно.

Annotation. The article made a qualitative assessment of the line of primary processing of grain winnowing machine.

Keywords: wheat, grain cleaning machine, processing, seed grain.

Увеличение производства зерна, а также продуктов его переработки решаются путем наращивания посевных площадей, повышения урожайности зерновых культур, снижения потерь при уборке, послеуборочной обработке и хранении. Одним из основных направлений увеличения производства зерна и продуктов его переработки является повышение товарных, семенных и технологических свойств зерна. Процесс послеуборочной обработки оказывает существенное влияние на качество семенного и продовольственного зерна, а также на его потери не только при обработке, но при последующем его хранении и переработке [1, 2, 3, 4]. Поэтому целью настоящей работы является качественная оценка работы линии первичной обработки зерна зерноочистительного агрегата.

За объект исследований нами была выбрана линия первичной обработки зерноочистительного агрегата ЗАВ-40 (рис 1.), включающий пандус 1, завальную яму 2, норию 3, машину предварительной очистки К-527 4, бункер отходов 5, норию очищенного зерна 6 и бункер чистого зерна 7.

Бункер 7 размещен сбоку от бункера отходов 5 и нории 6, т.е. в стороне от основного потока. Такое конструктивное решение выбрано с той целью, что за норией 6 размещен набор машин для дополнительной обработки семенного зерна.

Процесс работы зерноочистительного агрегата протекает следующим образом. Доставленное от комбайна автомобилем зерно загружается в завальную яму 2. Из завальной ямы зерно норией 3 подается в машину первичной обработки 4, где отделяются легковесные, мелкие и крупные примеси, которые собираются в отсеках бункера 5. Очищенное зерно по самотеку сбрасывается в норию 6, которая загружает его в бункер 7. Из бункера зерно выгружают в автомобильный транспорт и отвозят в склад. При обработке семенного зерна последнее норией 6 направляют на линию обработки семян.

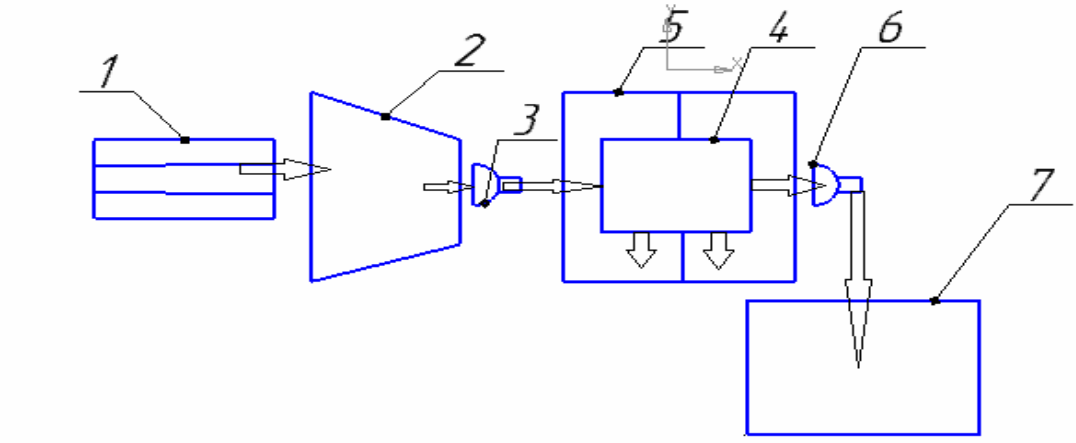


Рис. 1. Схема линии первичной обработки зерна агрегата ЗАВ-40:
1 – пандус; 2 – яма завальная; 3 и 6 – нории; 4 – зерноочистительная машина семенного зерна. К-527; 5 – бункер отходов; 7 – бункер очищенного зерна

Для определения качественных показателей зернового вороха пшеницы на зерноочистительном агрегате отбирали пробы зерна массой 0,5…1,0 кг для дальнейшего их анализа. Пробы отбирали в завальной яме (исходный материал), на выходе из зерноочистительной машины и в бункере очищенного зерна.

Анализ отобранных проб проводили в лаборатории кафедры сельхозмашин Воронежского ГАУ. Из каждой пробы выделяли по три навески массой 50 г, которые разбирали на разборных досках, выделяя целое, дробленое зерно и примеси в соответствии с ГОСТ 30483 – 97. Выделенные компоненты взвешивали на электронных весах JW-1 с точностью 0,01 г. В дальнейшем содержание каждого компонента в зерновом ворохе подсчитывали в процентах.

Результаты исследований представлены в таблице 1.

Таблица 1. Содержание компонентов в зерновом ворохе

Место отбора проб	Содержание компонентов вороха, %		
	Целое зерно	Дробленое зерно	Примеси
Завальная яма	94,51	3,59	1,90
Вход в зерноочистительную машину	93,62	4,47	1,91
Выход из зерноочистительной машины	98,27	1,73	-
Зерно в бункере	95,94	4,06	-

Анализ представленных данных в таблице 1 показал, что в поступающем на обработку зерновом ворохе пшеницы содержится 94,51 % целого зерна, 3,59 % дробленого и 1,9 % примесей. После прохода через норию 3 в зерноочистительную машину поступает 93,62 % целого и 4,47 % дробленого зерна. Количество примесей осталось на прежнем уровне. Обработка зерна на зерноочистительной машине К-527 позволила уменьшить содержание дробленого зерна на 2,74% , полностью выделить примеси и увеличить содержание целого зерна до 98,27%. Однако при загрузке бункера норией 6 дробление зерна возросло до 4,06 %, а содержание целого зерна снизилось до 95,94 %.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Наличие в технологической линии транспортирующих норий приводит к увеличению дробления зерна. В среднем уровень дробления зерна пшеницы составляет от 0,9 до 2,7 %

2. Очищенное на зерноочистительной машине зерно необходимо подавать в бункер по самотекам, которые незначительно травмируют зерно.

3. Исследуемую зерноочистительную линию необходимо модернизировать, исключив норию перед бункером очищенного зерна. Для этого бункер следует разместить под выходом очищенного зерна, а норию 6 разместить за бункером 7.

Список литературы:

1. Королев, А.И. Разделение зернового вороха в воздушном канале зерноочистительной машины [Текст] / А.И. Королев, В.Н. Солнцев // Современные тенденции развития технологий и технических средств АПК: материалы научной конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов по актуальным проблемам в АПК в области механизации, электрификации сельского хозяйства и переработки с/х продукции, 31 марта – 7 апреля 2014 г. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2014. – С. 67 – 69

2. Ларченко, А.А. Качество обработки зерна на машине «Алмаз» [Текст] / А.А. Ларченко, В.Н. Солнцев, И.В. Шатохин // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 65-й студенческой научной конференции – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – Ч.1. – 2015. – С. 130-132.

3.Тарасенко, А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке [Текст] / А.П. Тарасенко. – Воронеж: ВГАУ, 2003. – 331 с.

4. Предупреждение травмирования семян зерна сельскохозяйственными машинами [Текст] / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, А.М. Долматов А.М. [и др.]; Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 1983. – 26 с.

УДК 621.43.018.3

Манойлина С.З.

ПРОГРАММА-АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД УНИВЕРСАЛЬНОГО ЦИКЛА ДВС

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье предложена компьютерная программа-алгоритм определения термического КПД универсального цикла ДВС. Программа позволяет получить параметры цикла для вновь создаваемых двигателей.

Ключевые слова: программа-алгоритм, термический КПД, степень сжатия, степень повышения давления, степень предварительного расширения.

Abstract. The paper proposed a computer program-an algorithm for determining the thermal efficiency of the universal cycle of the internal combustion engine. The program allows you to receive the cycle parameters for new engines.

Keywords: the program algorithm, thermal efficiency, compression ratio, the degree of pressure increase, the degree of pre-extension.

Расчет цикла ДВС позволяет выявить факторы, влияющие на протекание частных процессов и на рабочий цикл в целом с целью улучшения мощностных, экономических и динамических качеств двигателя [1, 2].

Автором предлагается программа-алгоритм определения термического КПД универсального цикла ДВС по значениям степени сжатия в цилиндре двигателя, степени повышения давления и степень предварительного расширения воздуха в цилиндрах двигателя.

Термодинамическая эффективность универсального цикла ДВС проанализирована с помощью программы Mathcad.

Расчет проводится на IBM PC в операционной системе Windows XP: Mathcad 2001 Professional.

1. Ввод данных, характеризующих термический КПД.

$$F=f(X1, X2, X3), \qquad (1)$$

где F –термический КПД цикла, безразмерная величина;

$X1$ – степень сжатая в цилиндре двигателя, безразмерная величина;

$X2$ – степень повышения давления, безразмерная величина;

$X3$ – степень предварительного расширения, безразмерная величина.

2. Присвоение переменным их граничных значений.

Интервалы можно ограничить предложенными значениями в табл. 1,

F – значение термического КПД. Значения $X1$, $X2, X3$ приняты по справочным данным или получены опытным путем.

Таблица 1. Значения параметров, принятых для определения X

Интервалы значений		
X1	X2	X3
13	1,2	1,2
18	1,35	1,3
22	1,5	1,4
26	1,65	1,5
30	1,8	1,6

3. Искомое уравнение регрессии имеет вид:

$$F(X1, X2, X3) = 1 - \frac{1}{(X1)^{1,4-1}} \cdot \frac{(X2)(X3)^{1,4} - 1}{(X2) - 1 + 1,4(X2)((X3) - 1)}. \qquad (2)$$

Подставляя значения из табл. 1, получаем значение термического КПД.

Фрагмент программы-алгоритма расчета при значении степени сжатия в цилиндре двигателя $\varepsilon(13, 18, 22, 26, 30)$, степени повышения давления $\lambda=1,2$ и степени предварительного расширения $\rho=1,2$ представлен на рис. 1.

$$X2 := 1.2$$

$$X1 := \begin{pmatrix} 13 \\ 18 \\ 22 \\ 26 \\ 30 \end{pmatrix}$$

$$X3 := 1.2$$

$$F(X1) := \left[1 - \frac{(X2)\cdot(X3)^{1.4} - 1}{(X2) - 1 + 1.4\cdot(X2)\cdot[(X3) - 1]} \cdot \frac{1}{X1^{1.4-1}} \right]$$

$$F(X1) = \begin{pmatrix} 0.633 \\ 0.678 \\ 0.703 \\ 0.722 \\ 0.737 \end{pmatrix}$$

$$X2 := 1.2$$

$$X1 := \begin{pmatrix} 13 \\ 18 \\ 22 \\ 26 \\ 30 \end{pmatrix}$$

$$X3 := 1.3$$

$$F(X1) := \left[1 - \frac{(X2)\cdot(X3)^{1.4} - 1}{(X2) - 1 + 1.4\cdot(X2)\cdot[(X3) - 1]} \cdot \frac{1}{X1^{1.4-1}} \right]$$

$$F(X1) = \begin{pmatrix} 0.627 \\ 0.673 \\ 0.698 \\ 0.717 \\ 0.733 \end{pmatrix}$$

Уравнение (2) пригодно для определения термического КПД вновь разрабатываемых конструкций двигателя для любых заданных условий его работы.

Рассмотрим пример определения термического КПД цикла Тринклера-Саботе по значениям степени сжатия, степени повышения давления и степени предварительного расширения ДВС по графикам в программе Mathcad 2001 Professional. Теоретические значения термического КПД цикла Тринклера-Саботе представлены в табл. 2.

В диапазонах *ε(13, 18, 22, 26, 30), λ(1,2; 1,35; 1,5; 1,65; 1,8)* и *ρ(1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6)* величины термического КПД (η_t) представлены графически (рис. 2).

Таблица 2. Теоретические значения термического КПД

F	X1	X2	X3
0,633	13	1,2	1,2
0,674	18	1,35	1,3
0,696	22	1,5	1,4
0,712	26	1,65	1,5
0,725	30	1,8	1,6

Приведенные расчеты могут быть использованы для интерполяционной оценки эффективности цикла ДВС Тринклера-Саботе. Например, при цикле, проходящем при значениях степени сжатия $\varepsilon=15$, степени повышения давления $\lambda=1,55$, степени предварительного расширения $\rho=1,35$, термический КПД равен $0,65$ по графику; расчетные данные

$$\eta_t^{Тринклера} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} =$$

$$= 1 - \frac{1}{15^{1,4-1}} \cdot \frac{1,55 \cdot 1,35^{1,4} - 1}{1,55 - 1 + 1,4 \cdot 1,55(1,35 - 1)} = 0,649.$$

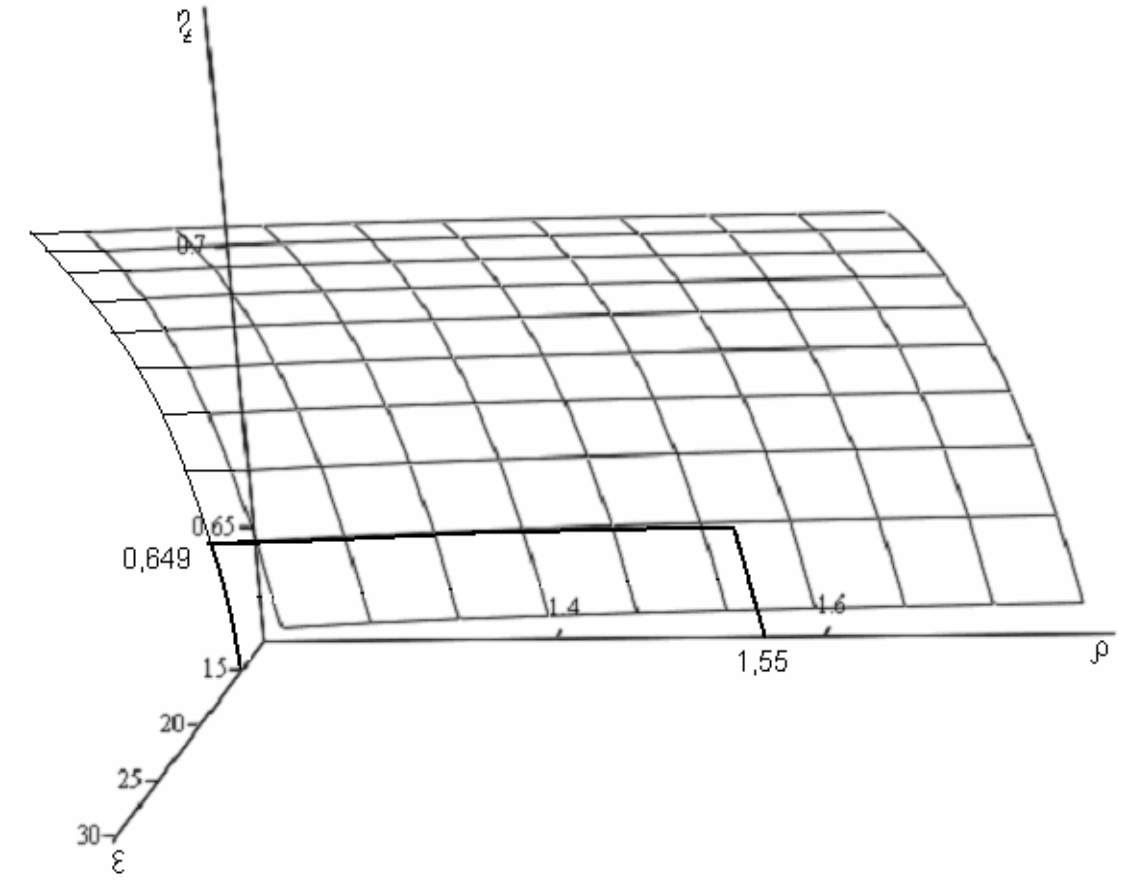


Рис. 2. Определение термического КПД по графикам в программе Mathcad

Такие оценки являются предварительными для последующего расчета действительного цикла и могут служить термодинамическим приложением в расчетных курсах ДВС [3].

Расчет рабочего цикла позволяет получить данные изменения давления и температуры цикла в цилиндре, размеры и число цилиндров вновь создаваемого двигателя, а также решить многие вопросы, связанные с повышением удельной мощности, надежности и моторесурса создаваемых конструкций поршневых и турбопоршневых ДВС.

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин, М.Г. Круглов, О.Б. Леонов, Г.Н. Мизернюк; под ред. А.С. Орлина; М.: Машиностроение, 1971. – С.251-257.

2. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Конструкция [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2013. – 252 с.

3. Термодинамика и теплотехнические устройства [Текст]: учебное пособие / И.Б. Журавец, А.В. Ворохобин, С.З. Манойлина. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2015. – 307 с.

УДК 519.2:62-784.2

Сухинин В.Е., Манойлина С.З., Тесленко И.С.

СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье рассматриваются два способа определения коэффициента очистки воздуха воздухоочистителей двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Ключевые слова: коэффициент очистки, воздухоочиститель двигателя, эксперимент, асимптотическое распределение.

Abstract: This article discusses two methods of determining the coefficient of purification of air cleaners of internal combustion engines (ice).

Keywords: cleaning coefficient, engine air cleaner, experiment, asymptotic distribution.

Одним из важнейших показателей, характеризующих качество работы воздухоочистителей ДВС, является коэффициент очистки ε [2], который равен отношению веса пыли $Q_З$, задержанной воздухоочистителем, к весу пыли $Q_П$, подведенной к нему за это же время

$$\varepsilon = Q_З / Q_П \cdot 100\%. \quad (1)$$

Определение веса пыли $Q_П$ - $Q_З$, пропущенной воздухоочистителем, можно осуществить двумя способами. По первому способу можно отфильтровать всю пыль, пропущенную воздухоочистителем на так называемом абсолютном фильтре. По второму методу запыленность воздуха после воздухоочистителя определяют путем забора пробы и последующей от фильтрации этой пробы на том же абсолютном фильтре. Оба метода измерения коэффициента очистки имеют свои преимущества и недостатки. Первый метод позволяет получить высокую точность веса пыли $Q_З$, однако при больших расходах воздуха $Q_П$ современными двигателями габариты корпуса абсолютного фильтра становятся достаточно большими, а взвешивание самого абсолютного фильтра с большой точностью усложняется. Метод частичного замера позволяет провести отбор небольшого количества воздуха при любых расходах воздуха через Воздухоочиститель, но при этом значительно усложняется сам забор части воздуха, так как необходимо изготовить заборные трубки с высокой точностью и обосновать места их расположения в сечении основной трубы с учетом замера поля скоростей запыленного воздуха. Поэтому на практике необходимо разумно сочетать оба метода. При этом встает вопрос, можно ли считать, что результаты эксперимента, полученные двумя способами и с разной точностью, совпадают. Применять обычные методы дисперсионного анализа не представляется возможным, так как дисперсии воспроизводимости опытов оказываются неравными. Но можно построить случайную величину, по которой проверяется гипотеза о совпадении результатов экспериментов двумя способами, и найти ее асимптотическое распределение.

Предположим, что исследования математически интерпретируются как выборка $x_1, x_2, \ldots x_n, y_1, y_2, \ldots y_m$ состоящая из двух групп, соответствующих результатам эксперимента, полученных двумя способами с разной точностью измерения. Рассматривается гипотеза о равенстве математических ожиданий при определенном уровне значимости. Для этого введем случайную величину [3]

$$T = \frac{\bar{x} - \bar{y}}{\sqrt{\frac{s_x^2(n-1) + s_y^2(m-1)}{nm(n+m-2)}(n+m)}}, \quad (2)$$

где $\bar{x}$, $\bar{y}$ – выборочные групповые средние выборки, а S^2_x, S^2_y – соответствующие выборочные исправленные дисперсии. Если дисперсии групп равны, то случайная величина T имеет распределение Стьюдента и при $n, m \to \infty$ быстро приближается к нормальному вида $N(x;0,1)$, ина-

че величина T не подчиняется распределению Стьюдента, однако можно найти асимпто-тическое распределение этой величины.

Теорема. Случайная величина T при n, $m \to \infty$ приближается к нормальному распределению

$$N(x,0,\sqrt{(r+k)(rk+1)^{-1}}), \tag{3}$$

где $r = DX/DY$, $k=n/m$.

Доказательство. В силу закона больших чисел величина $\bar{x}-\bar{y}$ имеет распределение, близкое к $N(x,0,\sqrt{DXn^{-1}+DYm^{-1}})$, а величина T стремится к величине

$$U=\frac{MX-MY}{\sqrt{\frac{DX(n-1)+DY(m-1)}{nm(n+m-2)}(n+m)}}. \tag{4}$$

Умножим и разделим выражение (4) на $\sqrt{DXn^{-1}+DYm^{-1}}$ и преобразуем выражение

$$V=\frac{\sqrt{DXn^{-1}+DYm^{-1}}}{\sqrt{\frac{DX(n-1)+DY(m-1)}{nm(n+m-2)}(n+m)}}. \tag{5}$$

Для этого введем обозначения $DX/DY=r$, $n/m=r$, $n+m = L$. Тогда формула (5) преобразуется в

$$V=\sqrt{\frac{(r+k)(L-2)}{r(kL-k-1)+(L-k-1)}}. \tag{6}$$

Разделив числитель и знаменатель подкоренного выражения (5) на L и пренебрегая бесконечно малыми $2(r+k)L^{-1}$, $(rk+r-k+1)L^{-1}$, окончательно получим $V \approx \sqrt{(r+k)(rk+1)^{-1}}$. Следовательно, величина U, а вместе с ней и T имеют нормальное распределение, что и требовалось доказать.

Используя симметричность функции

$$z=(r+k)(rk+1)^{-1} \tag{7}$$

относительно аргументов r и k, можно показать, что функция (7) в области r, $k>0$ равна единице тогда и только тогда, когда или $r=1$ или $k=1$. Точка $P(1, 1)$ является седлообразной и в области $D_1=(r>1, k>1)\ U\ (r<1, k<1)$ функция (7) принимает значение, меньшее единицы, а в области $D_2=(r>1, k<1)\ U\ (r<1, k>1)$ – значение, большее единицы. Отсюда вытекает, что в области D_1 увеличивается вероятность допустить ошибку второго рода, если при обработке результатов эксперимента с неравными дисперсиями использовать обычные формулы математической статистики, а в области D_2 при этом увеличивается вероятность допустить

ошибку первого рода. Следовательно, в случае нарушения равенства дисперсий наиболее разумным следует принять параметр k равным единице (количество опытов в двух методах с разной точностью взять одинаковым) и тогда можно асимптотически пользоваться обычными методами математической статистики.

Проведенные эксперименты по исследованию эффективности воздухоочистителей двигателей внутреннего сгорания [1, 4] и математическая обработка результатов показали, что для получения наиболее достоверных выводов необходимо разумно сочетать оба метода, т.е. количество опытов в экспериментах брать одинаковое или, в крайнем случае, в таком соотношении, чтобы выражение в (7) было больше единицы.

Список литературы

1. Гребнев, В.П. Совершенствование системы очистки воздуха дизелей современных МЭС [Текст] / В.П. Гребнев, В.Е. Сухинин, А.П. Затонский // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей : сб.науч.тр. науч.-техн. конф. СПбГАУ. – 2002. – С. 227-229.

2. Журавец, И.Б. Экологичные системы микроклимата в кабинах мобильных энергетических средств: монография / И.Б. Журавец, М.А. Журавец, С.З. Манойлина. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2015. – С. 34-35.

3. Крамер, Г. Математические методы статистики [Текст] / Г. Крамер. – М.: Мир, 1975. – 648 с.

4. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Конструкция [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2013. – 252 с.

УДК 681.11.032:629.11.011.5

Поливаев О.И.

ВЫБОР РЕКУПЕРАТОРА КОЛЕБАНИЙ ОСТОВА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье рассматривается выбор рекуператора колебаний остова транспортных средств с целью снижения экологического воздействия двигателей на окружающую среду и повышение разгонных качеств.

Ключевые слова: рекуператор колебаний остова, транспортное средство, разгонные качества, экологическое воздействие.

Summary. In article the choice of a recuperator of fluctuations of a skeleton of vehicles for the purpose of drop of ecological impact of engines on environment and increase of accelerating qualities is considered.

Keywords: recuperator of fluctuations of a skeleton, vehicle, accelerating qualities, ecological influence.

Выбросы в атмосферу вредных продуктов сгорания от двигателей транспортных средств достигают катастрофических размеров. В выхлопных газах наряду с CO и CO_2 содержатся и другие вредные примеси: окислы азота, соединения серы, углеводорода, альдегиды и др. Попадая в окружающий воздух и почву, они образуют вредные соединения, многие из которых обладают концерагенными свойствами. Например, окислы азота вызывают нарушения нервной системы человека, а также заболевания легких и как следствие раковые заболевания. Все вредные вещества также отрицательно воздействуют на животный и растительный мир.

Во время трогания и разгона транспортных средств в атмосферу выделяются в 2-4 раза больше выхлопных газов, чем при установившемся движении.

С целью снижения экологического воздействия двигателей транспортных средств на окружающую среду нами разработано устройство для рекуперации энергии торможения и колебаний остова транспортного средства с последующей отдачей данной энергии в режиме разгона и установившегося движения [1,2].

Это позволяет значительно снизить количество выхлопных газов при трогании и разгоне транспортных средств. Данное устройство состоит из амортизаторов подвески транспортного средства, связанных гидролиниями через распределитель с пневмогидравлическим аккумулятором (ПГА) и обратной гидролинией, которая связана с коробкой передач через раздаточную коробку [3,4,5].

Одним из основных узлов данного устройства является пневмогидравлический аккумулятор, который накапливает энергию колебаний остова и торможения.

Пневмогидравлический аккумулятор представляет собой закрытый сосуд, заполненный газом под давлением. Накопление энергии происходит в результате сжатия газа при нагнетании в корпусе ПГА рабочей жидкости. Если процессы зарядки и разрядки ПГА происходят медленно (при сохранении установившегося движения в системе, компенсации утечек), то при определении параметров аккумулятора считают, что газ, находящийся в аккумуляторе, подчиняется закону Бойля-

Мариотта, а работа, совершаемая жидкостью при разрядке ПГА, равна работе расширения газа, заключенного в газовой полости:

$$PV=\text{const}. \quad (1)$$

В изотермическом процессе почти не происходит изменения внутренней энергии газа, так как процесс осуществляется практически при постоянной температуре.

Работа газа в произвольном процессе выражается известной зависимостью

$$A=\int_{V_2}^{V_1} PdV \quad .$$

Величина внешней работы, совершаемая жидкостью, выдавливаемой из аккумулятора под действием газа

$$A=\int_{V_2}^{V_1} P_2V_2\frac{dV}{V}=P_2V_2\ln\frac{V_2}{V_1}=2{,}303P_2V_2\lg\frac{V_2}{V_1} \quad (2)$$

или

$$A_{из}=P_2V_2\ln\frac{P_1}{P_2} \quad . \quad (3)$$

В прессах, термопластавтоматах, тормозных системах разрядка аккумулятора происходит интенсивно и поэтому не вся энергия расходуется на внешнюю работу, часть ее затрачивается на изменение внутренней энергии газа.

При изменении состояния газа в ПГА без теплообмена с внешней средой будет иметь место адиабатный процесс, для которого характеристическое уравнение имеет вид:

$$PV^k=\text{const} \; . \quad (4)$$

или

$$\frac{P_2}{P_1}=\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k;\frac{V_1}{V_2}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}} \quad ,$$

где P_2- начальное давление;

P_1- конечное давление;

V_1 и V_2- объемы, соответствующие P_1 и P_2;

$K=C_p/C_v$ – коэффициент, определяемый при постоянном объеме.

Величина внешней работы ПГА

$$A=\int_{V_2}^{V_1} PdV=\int P_2V_2{}^k\frac{dV}{V^k} \quad (5)$$

Так как P_2V_2=const,

то $A = \frac{P_2 V_2^{\,k}}{1-k}(V_2^{\,1-k} - V_1^{\,1-k}) = \frac{1}{k-1}(\frac{P_2 V_2^{\,k}}{V_1^{\,k-1}} - \frac{P_2 V_2^{\,k}}{V_2^{\,k-1}}) = \frac{1}{k-1}(P_1 V_1 - P_2 V_2)$

или

$$A_{ad} = \frac{P_2 V_2}{k-1}[1-(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{k-1}{k}}] \ . \qquad (6)$$

Адиабатический и изотермический процессы относятся к предельным случаям. В реальных условиях работы ПГА происходит смешанный процесс, т.е. наблюдается так называемое политропное изменение состояния газа, в котором энергия изменяется по определенному закону. Уравнение, описывающее политропический процесс, имеет вид [6]:

$$PV^n = \text{const}, \qquad (7)$$

где n- показатель политропы, имеющий пределы l<n<k.

Внешняя работа, развиваемая пневмогидравлическим аккумулятором при политропном процессе расширения газа

$$An = \frac{P_2 V_2}{n-1}[1-(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{n-1}{n}}] \ . \qquad (8)$$

Как видно из формул (3), (6) и (8) величина работы, выполняемая при расширении газа, зависит от начальных и конечных параметров состояния газа, а также от интенсивности протекания процесса.

При разрядке пневмогидравлического аккумулятора вытесняемая жидкость совершает работу, равную работе расширения газа от максимального давления, соответствующего началу разрядки, до минимального – в конце разрядки аккумулятора.

Из формул (3) и (8) видно, что абсолютная величина внешней работы пневмогидравлического аккумулятора зависит от соотношения давлений P_2/P_1. Максимальное давление в гидросистеме P_1 определяется расчетным путем или выбирается конструктором и является величиной постоянной [6]. Следовательно, искомым параметров, от которого зависит максимальная величина внешней работы, будет P_2 , т.е. давление предварительной зарядки аккумулятора газом.

Для получения оптимального значения P_2, при котором величина внешней работы A_n имеет максимальное значение, исследуем функции, записанные уравнениями (3) и (8) на экстремум, считая в них P_2 аргументом.

Для политропического процесса первая производная из уравнения (8) после преобразований

$$A_n = \frac{V_2}{n-1}[1-\frac{2n-1}{b}(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{n-1}{n}}] \ . \qquad (9)$$

Приравнивая производную к нулю, находим экстремальную точку по формуле

$$\frac{2n-1}{n}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}=1 \quad . \tag{10}$$

Откуда связь между давлением предварительной зарядки P_2 и максимальным давлением в аккумуляторе P_1 выразится формулой

$$\frac{P_2}{P_1}=\left(\frac{n}{2n-1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad . \tag{11}$$

Из данной формулы видно, что отношение давлений P_2 и P_1 является функцией расширения газа, т.е. каждому процессу расширения соответствует свое давление предварительной зарядки, при котором энергия аккумулятора максимальна.

Оптимальные значения отношения P_2/P_1 зависят от величины $\left(\frac{n}{2n-1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$.

Для определения параметров пневмогидравлического аккумулятора принимаем следующие обозначения:

P_n – начальное давление газовой среды перед зарядкой аккумулятора маслом;

P_1 и P_2 – соответственно максимальное и минимальное давление в аккумуляторе;

V_n – полезный объем аккумулятора (объем масла, вытесняемый из аккумулятора);

V_1 – объем газа;

V_2 – объем масла.

На рис. 1 показаны различные положения поршня в аккумуляторе и соответствующие параметры в газовой и жидкостной средах.

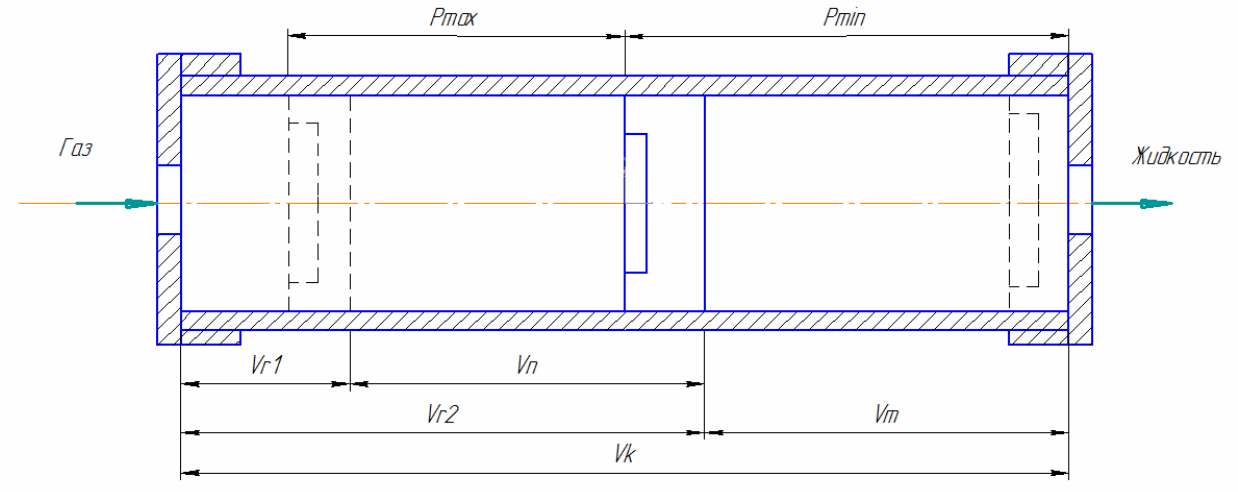


Рис.1. Пневмогидравлический аккумулятор

Максимальное и минимальное давление в аккумуляторе, а также полезная емкость либо известны, либо их можно определить.

Минимальный объем масла в аккумуляторе при минимально допустимом давлении

$$V_{м1}=V_k-V_{n1}\,. \qquad (12)$$

Полезный объем

$$V_n=V_{n1}-V_{n2}\,. \qquad (13)$$

Согласно зависимости

$$P_н V_{kn}=P_2(V_k-V_{n2}).$$

Для политропного процесса отношения параметров газа имеют вид

$$\frac{V_{n1}}{V_k}=(\frac{P_н}{P_2})^{\frac{1}{n}};\frac{V_{n2}}{V_{n1}}=(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{1}{n}}\,. \qquad (14)$$

Подставляя значение V_{n1} в (6) и (7), получим

$$V_{m1}=V_k[1-(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{1}{n}}]\,. \qquad (15)$$

$$V_n=V_k[(\frac{P_H}{P_2})_{\frac{1}{n}}-(\frac{P_H}{P_1})^{\frac{1}{n}}]\,. \qquad (16)$$

Вышеуказанная методика дает возможность выбрать основные конструктивные параметры гидроаккумулятора с учетом предъявленных к нему требований.

Список литературы

1. Гребнев, В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства [Текст]: учебное пособие / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин; под общ. ред. О.И. Поливаева.– М.: Кнорус, 2011.– 284 с.

2. Поливаев, О.И. Снижение уплотнения почвы движителями мобильных энергетических средств [Текст]/ О.И. Поливаев, В.С. Воищев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. –№1(36). – С.57-59.

3. Патент 219377 В60Л6/12. Устройство для рекуперации энергии транспортного средства / О.И. Поливаев, А.П. Полухин, Д.Ю. Мягков, П.В. Сухоруков (Россия). – №2000105013/28; Заявлено 29.02.2000; Опубл. 10.12. 2002. Бюл. №34.

4. Поливаев, О.И. Улучшение тягово-динамических и экологических показателей мобильных энергетических средств за счет применения рекуператора энергии [Текст] / О.И. Поливаев, А.П. Полухин, Д.Ю. Мягков, П.В. Сухоруков // Межвузовский сборник научно-метод. трудов «Совершенствование наземного обеспечения авиации» / Воронежский ВАИИ.– 2000. – Ч III. – С. 126-128.

5. Поливаев, О.И. Повышение тягово-динамических качеств мобильных машин за счет аккумулирования энергии колебаний остова [Текст] / О.И. Поливаев // Сб. научно-метод. трудов Воронежского ВАИИ. – Ч.I. – 2000. – С.144-148.

6. Богданович, Л.Б. Гидравлические приводы [Текст] / Л.Б. Богданович. – Киев: Высшая школа, 1980. – 280 с.

УДК 631.372

Поливаев О.И.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРОВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье рассматривается вопрос снижения вредного воздействия транспортной вибрации на операторов МЭС с выбором оптимальных параметров подвески сиденья.

Ключевые слова: транспортная вибрация, оптимальные параметры подвески сиденья.

Summary. In article the question of decrease in harmful effects of transport vibration on operators MES with a choice of optimum parameters of a suspension bracket of a seat is considered.

Keywords: transport vibration, optimum parameters of a suspension bracket of a seat.

Энерговооруженность сельского хозяйства растет с ростом мощности тракторов. Это, с одной стороны, ведет к уменьшению годовой загрузки тракторов, а с другой - позволяет выполнить сельскохозяйственные работы в более короткие агротехнические сроки и снизить влияние неблагоприятных погодных условий. Большая часть тракторов сосредоточены в сельском хозяйстве. Почти все работы в полеводстве (за исключением некоторых уборочных) выполняются на тракторной тяге (обработка почвы, посев, уход за посевами, значительная часть транспортных работ и др.). Универсально-пропашные тракторы используются во всех почвенно- климатических зонах на работах общего назначения и возделывания пропашных культур с большой долей транспортных работ, в том числе по дорогам общего пользования на протяжении всего года [1,2].

Производство и совершенствование тракторов оказывает существенное влияние на развитие экономики государства, так как непосредственно связано с наиболее важной сферой человеческой деятельности-

производством продуктов питания. Определяющей тенденцией развития мобильных энергетических средств (МЭС) на базе универсально-пропашных тракторов является повышение энергонасыщенности, что связано с необходимостью совмещения операций, применения индустриальных технологий, расширения возможностей скоростной и широкозахватной техники. Однако не только технические возможности сельскохозяйственной техники ограничивают повышение рабочих скоростей энергонасыщенных МЭС. На первое место по решению данной проблемы ставится задача обеспечения нормальных условий труда оператора. Это связано с тем, что увеличение скоростей движения сопровождается ростом динамических нагрузок и повышенными уровнями вибрации на рабочем месте оператора, что влечет за собой повышение утомляемости механизаторов, приводит к снижению качества выполняемых работ. Таким образом, проблема совершенствования защиты операторов МЭС от вредного воздействия трактора имеет важное научное и практическое значение. Методологическим основанием ее решения является определение оптимальных параметров и получение на их основе рациональной характеристики системы подрессоривания подвески сиденья [3,4].

Определение оптимальных параметров подвески сиденья в первую очередь связано с достижением установленных требований санитарных норм СКЗ уровней в октановых полосах частот. Величина ускорений в одинаковом временном интервале, возникающих в процессе вибрации, может характеризоваться величиной перемещения сиденья при заданных начальных условиях. В связи с этим критерием оптимизации будет минимум дисперсии среднеквадратических отклонений сиденья оператора в исследуемом частотном диапазоне. Так как основной уровень энергетического спектра ускорений в точке крепления подвески сиденья расположен в диапазоне частот (ω) от 0…40 $с^{-1}$, то и область определения оптимальных параметров подвески сиденья будет соответствовать частотному диапазону данного спектра [4].

Для решения этой задачи необходимо исследовать уравнение дисперсии на экстремум. В связи с этим необходимо иметь его аналитическое выражение, которое и будет являться целевой функцией для определения оптимальных параметров подвески сиденья.

Дисперсия амплитуд вертикальных колебаний сиденья равна интегралу от спектральной плотности этих колебаний, деленному на π [4,5]:

$$D_{z\xi} = \frac{1}{\pi}\int_0^{40} S_{z\xi}(\omega)d\omega \quad . \qquad (1)$$

В свою очередь, энергетический спектр амплитуд равен произведению спектральной плотности воздействия на квадрат амплитудно-

частотной характеристики. Для установления оптимальных параметров подвески сиденья в широком амплитудно-частотном диапазоне принята методика определения оптимальных параметров подвески при воздействии «белого шума». Таким образом, возмущающим воздействием на подвеску сиденья оператора является функцией «белого шума» [6,7]:

$$Ö(\omega)=\frac{k}{2\pi}, \tag{2}$$

где $k=1/m_\zeta$ – конструктивный параметр подвески, характеризующий ее инерционные свойства.

Такая функция воздействия имеет место при движении по дороге с частыми и короткими неровностями.

Таким образом, для определения оптимального значения коэффициента демпфирования подвески сиденья при заданной жесткости упругого элемента C_ζ достаточно взять частную производную по k_ζ и приравнять ее к нулю:

$$\frac{\partial D_{z\xi}}{\partial k_\xi} = 0 \quad . \tag{3}$$

В результате чего мы получим оптимальное значение коэффициента демпфирования k_ζ при заданной жесткости упругого элемента C_ζ.

В таблице приведены данные, полученные в результате расчета оптимального значения коэффициента демпфирования при различной жесткости упругого элемента подвески сиденья.

Таблица. Оптимальные значения коэффициента демпфирования подвески сиденья k_ζ при различной жесткости упругого элемента C_ζ

Параметр	Значение параметров		
Жесткость C_ζ, Н/м	200	4000	8000
Коэффициент демпфирования k_ζ (Н*с)/м	457	680	1057

На основании полученных данных можно сделать вывод о том, что: демпферы, имеющие значения коэффициента демпфирования меньше или больше оптимального, устанавливать нецелесообразно, так как при этом резко повышается значение дисперсии, что приведет к увеличению значений амплитуд, а также вертикальных ускорений на сиденье оператора.

Список литературы

1. Поливаев, О.И. Конструкция тракторов и автомобилей [Текст] / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, А.В. Ворохобин, О.С. Ведринский. Санкт-Петербург, 2013. – 288 с.

2. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Конструкция [Текст] / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ.ред. О.И. Поливаева. – М.: Кнорус, 2013. – 252 с.

3. Поливаев, О.И. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств [Текст] / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин.- Воронеж; ФГОУ ВПО ВГАУ, 2008. – 177 с.

4. Поливаев, О.И. Активная система подрессоривания автотракторного сиденья [Текст] / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин. Тракторы и сельхозмашины. – 2007. – №2. – С. 38-40.

5. Поливаев, О.И. Подвеска сиденья транспортного средства [Текст] / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев, И.Е. Подгорный, А.Н. Климов. Патент на изобретение RUS 2121445.

6. Поливаев, О.И. Улучшение условий труда операторов мобильных энергетических средств [Текст] / О.И. Поливаев, В.В. Василенко / Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2012. – Вып. №2. – С 93-95.

7. Поливаев, О.И. Испытание сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, О.М. Костиков; под общ. ред. О.И. Поливаева. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2015. – 291 с.

УДК 621.928:631.363.2

Мерчалов С.В.[1], Мерчалов А.С.[2]

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГРАВИТАЦИОННОГО СЕПАРАТОРА

[1]*ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж*

[2]*АО «Концерн «Созвездие», г. Воронеж*

Аннотация. В статье предлагается для разделения измельченного материала на фракции использовать конусные сепарирующие поверхности с клиновидными калибрующими каналами. Произведен анализ технологического процесса работы такой конструкции сепаратора. В результате анализа, получены уравнения, связывающие основные параметры исследуемого конического гравитационного сепаратора с его главными технологическими показателями: производительностью и полнотой разделения.

Ключевые слова: сепаратор, конус, клиновидный канал, производительность, степень разделения, коэффициент сепарации.

Annotation. The article is proposed for the separation of micronized material into fractions use the cone separating surface with wedge kalibr channels. Analysis of the technological process of the construction of the separator. As a result of this analysis, equations connecting the main parameters of the investigated conical gravitational separator with its main performance: performance and absolute separation.

Keywords: separator, cone, wedge-shaped channel performance, degrees of separation, separation factor.

Для разделения измельченного материала на фракции можно использовать сепарирующие поверхности с клиновидными калибрующими каналами. Процесс сепарирования в данных конструкциях могут осуществляться за счет гравитационных, центробежных и аэродинамических сил воздействия. Применение клиновидных каналов в сепараторе, где каналы расширяются по ходу движения материала, позволяет частицам во время движения всё время испытывать себя на проход, что повышает вероятность их выхода и не застревать, как это наблюдается у сепарирующих поверхностей с круглыми калибрующими отверстиями [1,2,3].

Отличительной особенность исследуемого конического сепаратора является то, что в нем для сепарации используется конусные сепарирующие поверхности с клиновидными калибрующими каналами, расширяющиеся от вершины конуса к его основанию. Сепарирующая поверхность выполнена в виде конусов со сборниками мелкой проходовой фракции и установлены последовательно друг за другом, причем внутренние полости конических поверхностей сообщены друг с другом, что дает возможность без каких-либо дополнительных устройств выводить мелкую проходовую фракцию одним патрубком. Процесс разделения осуществляется за счет воздействия гравитационного поля [1]. Конструктивно-технологическая схема сепаратора изображена на рис.1.

Материал, подлежащий обработке, подается на вершину первого конуса 7 площадью S_1 и растекается по клиновидным каналам и, движется от вершины конуса к его основанию с некоторой скоростью. При этом под действием сил тяжести по длине канала происходит выделение мелкой фракции, гранулометрическая характеристика которой ограничивается начальным размером «a» и конечным размером «b» каналов у основания конусов.

Пройдя всю первую сепарирующую поверхность S_1 с клиновидными каналами, материал направляющими 6 возврата подается на следующий сепарирующий конус 8. Описанный цикл повторяется до тех пор, пока обрабатываемый материал не пройдет все сепарирующие конуса с площадями S_1, S_2, S_3, S_{n-1} и S_n и не выйдет за их пределы. Мелкая фракция из сепаратора выводится патрубком 5, а крупная сборником сходовой фракции 4 для дальнейшей обработки.

Таким образом, весь технологический процесс работы рассматриваемого сепаратора можно представить как сумму однотипных элемен-

тарных процессов сепарации, протекающих последовательно друг за другом на отдельных участках с площадью S_1, S_2, S_3, S_n.

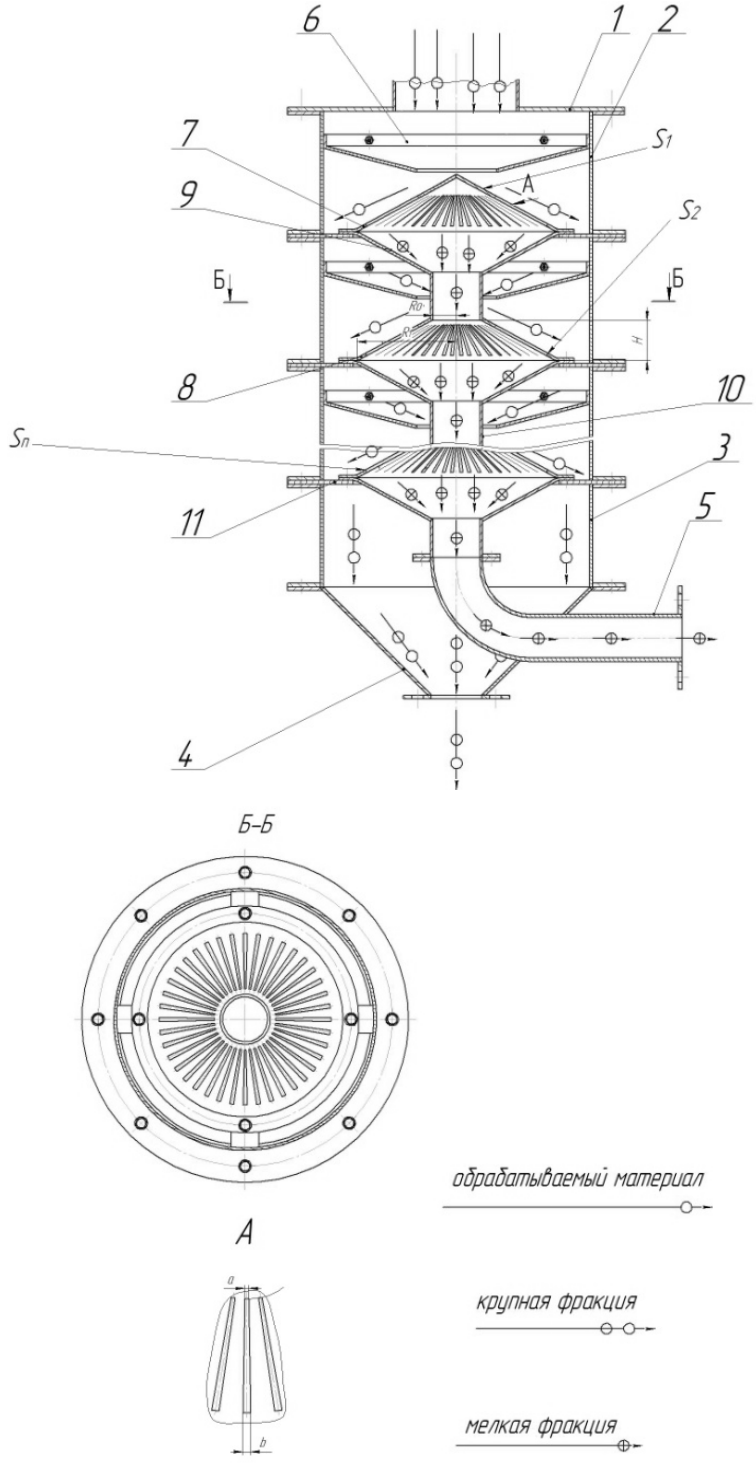


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема гравитационного сепаратора:

1–крышка; 2–секция; 3–секция; 4–сборник сходовой фракции;5–патрубок мелкой фракции; 6– направляющая ; 7,8– сепарирующие конусы; 9–сборник проходовой мелкой фракции; 10–патрубок мелкой фракции; 11–кольцо опорное; 12– кольцо уплотнительное

Производительность такого сепаратора Q можно выразить через производительность Q_1 его первого цикла, которая может быть выражена произведением удельной нагрузки g_{k1} на площадь S_1, на котором протекает этот цикл.

$$Q = Q_1 = g_{k1} S_1. \quad (1)$$

Для заданной производительности сепаратора при известном оптимальном значении удельной нагрузки g_{k1}, площадь конуса необходимая для протекания единичного цикла будет равна:

$$S = \frac{Q}{g_{k1}}. \quad (2)$$

Степень разделения обрабатываемого материала E, определяемая как отношение выделившегося количества мелкого продукта P_i к его первоначальному количеству P_0 в исходном материале. В нашем рассматриваемом случае будем иметь:

$$E = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + \cdots + P_z}{P_0} = \frac{\sum_{i=1}^{z} P_i}{P_0}, \quad (3)$$

где P_1, P_2, P_3 … P_z – количество мелкого готового продукта, выделившегося соответственно на 1, 2, 3 … z конусах, z – число всех сепарирующих конусов, устанавливаемых в сепараторе.

При равнозначных условиях движения обрабатываемого материала по рабочим поверхностям конусов, процесс выделения готового продукта на каждой сепарирующей поверхности будет протекать аналогично. Однако количество выделившегося готового продукта будет различно, поскольку оно зависит от его содержания в исходном продукте.

Обозначим площадь, проходимую обрабатываемым материалом на конусе через X, а количество содержащегося в нем готового продукта через Y. Считая, что изменения количества мелкого продукта в исходном материале dy, на площади конуса dx пропорциональна количеству мелкого продукта, поступающего на эту площадь, а также, что отношение скорости изменения функции $\frac{dy}{dx}$ на единицу величины функции y, есть величина постоянная, равная коэффициенту сепарации μ и, то с учетом убывания y при увеличении x можно записать следующее дифференциальное уравнение просеивания на конусе площадью x :

$$-\frac{dy}{dx} = \mu y \quad (4)$$

После разделения переменных и интегрирования получим формулу:

$$\ln y = -\mu x + c \quad (5)$$

где c – постоянная интегрирования.

Принимая $c = \ln c_1$ получим

$$\ln y - \ln c_1 = \mu x$$

$$ln\frac{y}{c_1} = -\mu x$$
$$\frac{y}{c_1} = e^{-\mu x} \quad (6)$$

где e – основание натуральных логарифмов.

Подставляя в выражение (6) начальные условия находим

$$y_0 = m_{oi} = c$$

где m_{oi}- относительное содержание мелкого продукта в исходном материале в начале поступления на первую коническую поверхность в долях от единицы.

Следовательно, остаток мелкого продукта в исходном продукте при прохождении сепарирующей конической поверхности площадью S определяется из уравнения

$$y_i = m_{oi}e^{-\mu x} \quad , \quad (7)$$

или, с учетом, что при известном радиусе R_1 нижнего основания и R_o верхнего основания, а также высоты H, площадь сепарирующей поверхности единичного конуса будет равна:

$$X=S = \pi(R_o + R_1)H,$$

тогда получим в следующем виде выражение (7)

$$y_i = m_{oi}e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H} \quad (8)$$

Количество прошедшего сквозь клиновидные каналы сепарируемого конуса мелкого продукта будет равно

$$y_{npi} = m_{oi} - y_i = m_{oi}\left(1 - e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H}\right) \quad (9)$$

Тогда степень разделения обрабатываемого материала для произвольного сепарирующего конуса будет равна:

$$E_i = \frac{y_{npi}}{y_{moi}} = 1 - e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H} \quad (10)$$

Подставляя в выражение (3) вместо абсолютных величин Po, P_1, P_2, P_3 … P_z соответственно их относительные значения для каждого сепарирующего конуса получим:

$$E = \frac{y_{np1}+y_{np2}+y_{np3}+y_{npz}}{m_{oi}} = \frac{\sum_{i=1}^{z} y_{npi}}{m_{oi}} \quad (11)$$

Откуда с учетом выражения (9)получим:

$$E = m_1\left(1 - e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H}\right) + m_2\left(1 - e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H}\right) + \cdots$$
$$+m_z\left(1 - e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H}\right), \quad (12)$$

где $m_1 = m_0$

$$m_2 = m_0 - m_1 = m_0 - \left(1 - e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H}\right)m_0 = m_0e^{-\mu\pi(Ro+R_1)H}$$
$$m_z = m_0 - y_1 - y_2 - \cdots - y_{z-1} = m_0e^{-(z-1)\mu\pi(Ro+R_1)H}$$

Подставим эти значения в выражение (8) и произведем соответствующие преобразования получим:

$$E = 1 - e^{-z\mu\pi(Ro+R_1)H} \quad (13)$$

При известном значении коэффициента сепарации μ из выражения (13) определим количество циклов обработки исходного материала (или количество сепарирующих конусов n), необходимых для получения заданного качества его разделения:

$$z = n = \frac{1}{\mu\pi(Ro+R_1)H} \ln\frac{1}{1-E}, \quad (14)$$

тогда общая площадь сепарирующих конусов будет равна:

$$S_{общ} = Sn \quad (15)$$

Подставляя в выражение (15) значения S из (2) и n из (14) получим уравнение, связывающее основные параметры конусного гравитационного сепаратора с его главными показателями работы, производительностью и качеством разделения исходного материала.

$$S_{общ} = \frac{Q}{gk_1} \frac{1}{\mu\pi(Ro+R_1)H} \ln\frac{1}{1-E}. \quad (16)$$

Отсюда для заданного качества разделения обрабатываемого материала E, производительность сепаратора может быть вычислена по формуле

$$Q = \frac{S_{общ} g k_1 \mu \pi(Ro+R_1)H}{\ln\frac{1}{1-E}} \quad (17)$$

Из уравнения (17) следует, что конструктивные параметры одинаково влияют на производительность такого сепаратора, поэтому выбор их соотношения решается из конструктивных соображений, однако если учесть, что при многоцикловой обработке имеет место многократное перемешивание обрабатываемого материала, то становится очевидным технологическая целесообразность сокращения количества циклов обработки, а следовательно уменьшения n количества конусов сепаратора за счет увеличения сепарирующей поверхности конусов. При этом, за счет увеличения μ коэффициента сепарации может быть достигнута либо увеличение производительности сепаратора Q при заданной степени разделения E, либо улучшение качества разделения при заданной производительности.

Таким образом, в результате представленного анализа, получены уравнения, увязывающие основные параметры исследуемого конического гравитационного сепаратора с его главными технологическими показателями: производительностью и полнотой разделения.

Для практического применения данных выражений необходимо знать величину коэффициента сепарации μ, зависящую от целого ряда факторов: от скоростного режима движения обрабатываемого материала, от удельной загрузки, конкретных физико-механических свойств обрабатываемого материала и т. д.

Аналитическое определение коэффициента сепарации с учетом всех влияющих на него факторов является сложной задачей, решение которой в данной работе не рассматривается.

Более эффективно определять коэффициент сепарации экспериментальным путем. Для этого преобразуем уравнение (13), решив его относительно μ, подставив вместо E его значение из (11), тогда выражение для расчета коэффициента сепарации по экспериментальным данным будет выглядеть следующим образом:

$$\mu = \frac{1}{z\pi(Ro+R_1)H} ln \frac{m_0}{m_0 - \sum_{i=1}^{n} y_{npi}} . \quad (18)$$

Как видно из этого уравнения увеличение просеваемости приводит к увеличению коэффициента сепарации. Поэтому для получения наиболее высоких значений следует стремиться обеспечить оптимальные условия движения обрабатываемого материала и наиболее благоприятные условия для выделения мелкого продукта. Эти условия, при прочих неизменных параметрах сепарирующих конусов, во многом зависят от характера движения обрабатываемого материала по клиновидным каналам и начальных условий подачи обрабатываемого материала на сепарирующие конусы.

Список литературы

1. А.с. №1607740 СССР, МПК A01F29 1/00, B02C13/04. Дробилка кормов / А.А. Сундеев, С.В. Мерчалов; заявитель и патентообладатель: Воронеж. гос. аграр. ун-т. – №41175567/30-15; заявл. 27.04.88; опубл. 23.11. 90, Бюл. № 43. – 3 с.

2. Пат. №2097150 Российская Федерация, МПК 6 B 07B 1/06. Гравитационный сепаратор / С.В. Мерчалов, А.А. Сундеев; заявитель и патентообладатель: Воронеж. гос. аграр. ун-т. – №96109775/03; заявл. 13.05.96; опубл. 27.11. 97, Бюл. № 33. – 3 с.

3. Пат. №2334556 Российская Федерация, МПК B 02C 13/04. Дробилка кормов / С.В. Мерчалов, А.С. Мерчалов, заявитель и патентообладатель: Воронеж. гос. аграр. ун-т. – №2007107013/03; заявл. 26.02.07; опубл. 27.09. 08, Бюл. № 27. – 3с.

УДК 621.791.92
Мерзликин Е.А., Дрыга И.А., Чернышов И.Ю., Чечин А.И., Титова И.В.

ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ БЕНЗИНОВОГО ДВС

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Рассматривается возможность увеличение мощности ДВС за счет повышения КПД. Для этого обоснованно целесообразность обеспечения соответствия максимального давление газов в цилиндре и максимального плеча действия силы газов через шатун.

Ключевые слова: Эффективная мощность ДВС, КПД, максимальный крутящий момент, давление.

Annotation. The possibility of increasing the power of the engine by increasing efficiency. For this Expediency ensure compliance with the maximum gas pressure in the cylinder and a maximum leverage of the force of the gases through the connecting rod.

Keywords: Effective power internal combustion engine efficiency, maximum torque, pressure.

Мощность двигателя является расчетной величиной. Определяют её как произведение величины крутящего момента коленчатого вала на частоту его вращения. Различают несколько методов увеличения мощности двигателя. Рассмотрим некоторые из них.

Повышение мощности двигателя внутреннего сгорания через повышение его эффективного КПД

Современная теория рассматривает только тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания (ДВС), хотя любой двигатель – это не только тепловая машина, но и механизм со своими методами преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращение вала; наиболее распространённый – кривошипно-шатунный механизм (КШМ).

Индикаторная диаграмма реального изменения давления в поршневом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом очень наглядно изображается в так называемой P,V-диаграмме (рис. 1). Как видим, в реальном двигателе давление переменное. По принятой методике диаграмма давления в цилиндре двигателя преобразовывается в среднее индикаторное давление Pi, и далее рассматривается процесс при p = const – как перемещение поршня под действием постоянной силы.

Наиболее близкое к такому теоретическому процессу преобразование тепловой энергии в механическую происходило бы в паровых двигателях с реечной передачей крутящего момента на вал (если бы такие двигатели существовали). В этом случае пар в цилиндр подается

при постоянном давлении (постоянная сила, действующая на поршень), и постоянная длина плеча обеспечивает постоянное сопротивление, обусловленное вращением вала под нагрузкой.

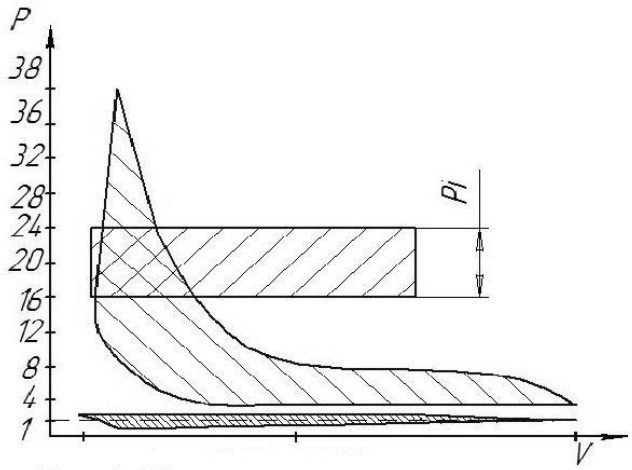


Рис.1 Индикаторная диаграмма

Нахождение работы как произведения силы на перемещение возможно только при поступательном движении, т.к. в этом случае сила постоянна, и, соответственно, постоянна скорость перемещения.

В поршневом двигателе с КШМ работа находится как произведение крутящего момента на обороты двигателя, т.е. мы рассматриваем не силы, приложенные к поршню, а крутящий момент, действующий на вал.

Крутящий момент является важнейшей характеристикой любого двигателя. Если бы для преобразования тепловой энергии в механическую можно было использовать реечный механизм (рис. 2), кинематический связанный с поршнем, то при неизменной длине плеча (L) на величину крутящего момента влияла бы только переменная величина силы, возникающая от давления газов на поршень.

Современная методика расчёта ДВС на основе среднего индикаторного давления довольно хорошо соответствует как раз этому варианту, ведь в этом случае не надо учитывать изменение плеча – оно постоянное. Тогда крутящий момент зависит только от силы, приложенной к поршню, которая в свою очередь зависит от изменения давления в цилиндре и от площади поршня. Но рейка вместе с поршнем движется по возвратно-поступательному принципу, и связать непрерывное вращение вала с возвратно-поступательным движением рейки пока никому не удалось. Решив эту задачу, можно резко поднять механический КПД двигателя.

Если же мы говорим о реальном ДВС, в котором применяется КШМ, то современная методика не совсем точно отображает происходящие в нём процессы – по двум основным причинам:

– давление в цилиндре уменьшается при удалении поршня от верхней мёртвой точки (ВМТ);

– происходит изменение длины плеча, через которое сила приложена к валу.

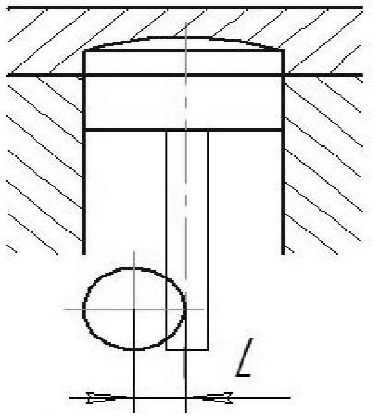


Рис. 2 Реечный механизм

Оставив пока в стороне первую особенность, сосредоточимся на второй.

Плечо в КШМ определяется как перпендикуляр, опущенный из оси вращения коленвала на шатун (или на ось шатуна, если шатун и кривошип образуют тупой угол). Оно меняется от нуля в ВМТ до максимального значения в тот момент, когда кривошип и шатун составляют прямой угол, и затем опять до нуля в НМТ (нижней мертвой точке).

В ВМТ сила, приложенная к поршню, максимальна, так как в этот момент в цилиндре как раз создаётся максимальное давление (рис. 1). Поскольку в ВМТ эта максимальная сила не совершает работу, то вся нагрузка от неё передаётся на опорные шейки коленвала, что приводит к перегрузке кривошипно-шатунного механизма и резкому снижению ресурса двигателя.

Как уже сказано, современный расчёт ДВС совершается через нахождение среднего индикаторного давления. Средним индикаторным давлением называют такое условное, постоянное по величине давление – Pi, рис. 1, – которое, действуя на поршень, за один его ход от ВМТ до НМТ совершает работу, равную полезной работе газов за рабочий цикл. Как видим из определения, в расчёте ДВС не учитывается неравномерность давления по ходу поршня. Но ведь в действительности газы расширяются, давление падает. Картину усложняет ещё то, что предполагается вращение коленчатого вала с постоянной угловой скоростью. Это значит, что скорость изменения объёма в цилиндре (скорость перемещения поршня) не будет постоянной – в ВМТ и НМТ (нижняя мёртвая точка) она вообще равна нулю.

Получается, что усреднение давления, удобное для упрощения расчётов, по сути дела в корне не верно, оно приводит к ошибке в понимании ДВС. Фактически мы через условную величину проводим расчёт реального двигателя. Надо признать, что, вследствие использования большого количество эмпирических зависимостей, расчёт получается достаточно точным; но не даёт настоящего понимания работы ДВС.

Для того чтобы учесть кинематику ДВС и приблизить расчётную методику к реальной картине его функционирования, предлагается положить в основу такой методики крутящий момент.

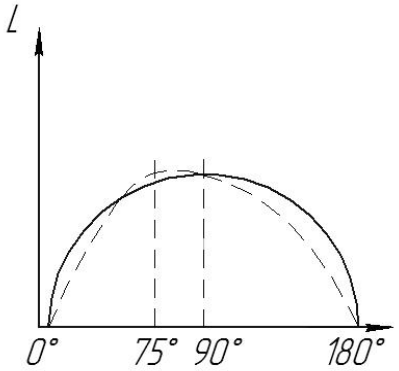


Рис.3. Диаграмма изменения плеча кривошипа КВ от угла поворота

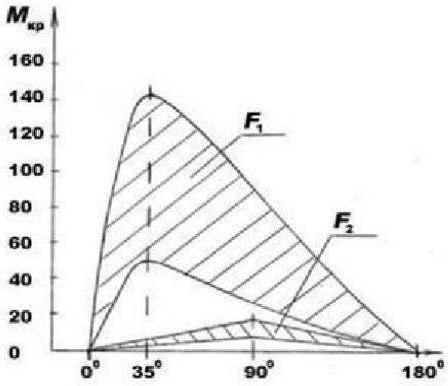


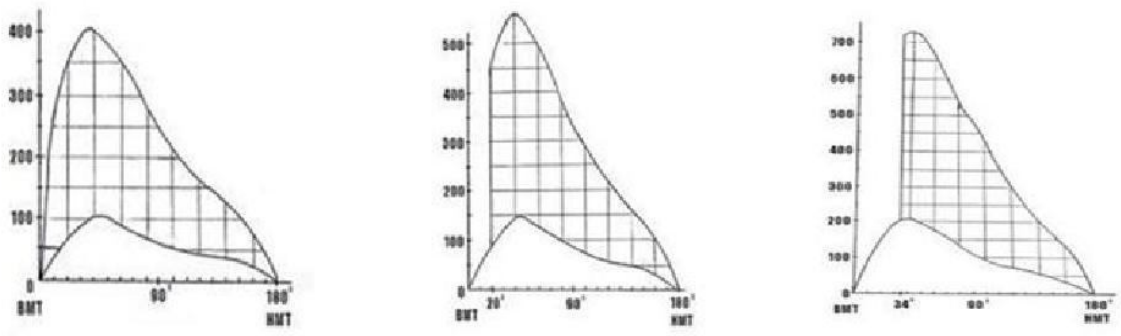
Рис.4 Диаграмма крутящего момента

Для нахождения его построим диаграмму индикаторного давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала и диаграмму изменения длины плеча в зависимости от угла поворота кривошипа (рис. 3). Место нахождения максимальной длины плеча по углу поворота коленчатого вала зависит от отношения длины шатуна к кривошипу.

Чем длиннее шатун, тем ближе максимальное плечо к 90º после ВМТ. В реальном двигателе максимальное плечо лежит в диапазоне от 70º до 85º. Чем ближе максимальное давление и максимальное плечо друг к другу по углу поворота коленвала, тем больше крутящий момент. Пунктирной линией на рис. 3 показано, как изменяется длина плеча от угла поворота кривошипа реального двигателя ВАЗ-2106.

С учётом этих двух диаграмм построим индикаторную диаграмму крутящего момента (рис. 4). Как видим из диаграммы, максимальный крутящий момент находится около 35º градусов от ВМТ по ходу вращения коленчатого вала при рабочем такте в двигателе с внешним смесеобразованием, и в 35º до ВМТ в момент сжатия рабочей смеси.

В качестве примера возьмём перерасчёт двигателя внутреннего сгорания ВАЗ-2106 с объёмом 1600 см^3 и степенью сжатия 8,5 единиц.



а) б) в)

Рис. 5. Диаграмма эффективного крутящего момента КВ ДВС:
а) базового; б) смешение Рмах на 20º;в) смешение Рмах на 34º.

Построим сравнительные индикаторные диаграммы крутящего момента для такта сжатия (нижняя кривая) и такта расширения (верхняя кривая). Расчетная степень сжатия для базового двигателя расположена в ВМТ (рис. 5,а), соответственно получим, что площадь, ограниченная двумя кривыми (эффективного крутящего момента), составляет 31 условную единицу. Если вынести максимальное давление за ВМТ на 20º (рис.5,б), то площадь диаграммы будет составлять 38 единиц, то есть прирост крутящего момента составит 25%. Если вынести максимальное давление за ВМТ на 34º (рис. 5,в), то площадь диаграммы будет составлять 44 единицы, и прирост крутящего момента составит 40% по отношению к базовому расчёту.

Прирост мощности получился за счёт оптимитизации снятия крутящего момента коленчатого вала, тем самым мы обеспечили повышение КПД двигателя по сравнению с базовой моделью.

Заключение. Таким образом, с помощью проведение описанных выше операций можно производить модернизацию ДВС с целью повышения его мощности.

Список литературы

1. Итальянская, Е.Г. 1000 вопросов об автомобилях [Текст] / Е.Г. Итальянская. – М.: Олимп, АСТ, 2002. – С. 8-11.

2. Синельников, А.Ф. Кузова легковых автомобилей: Обслуживание и ремонт [Текст] / А.Ф. Синельников. – М.: Транспорт, 1995 г. – 256 с.

3. Степанов, И. Конструкция автомобиля. Кузова и кабины: учебник [Текст] / И. Степанов. – М.: Горячая Линия–Телеком, 2007. – 464 с.

4. Эдсалл, Л. Легендарные автомобили [Текст] / Л. Эдсалл. – М.: АСТ, 2005. – 288 с.

УДК 631.3:621.7002

Павлов П.И.

ПОВЫШЕНИЕ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА В КАБИНАХ ТРАКТОРОВ

Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, г. Саратов

Аннотация. В статье приведен анализ основных путей проникновения шума в кабину тракторов, а также представлены способы повышения акустического комфорта для операторов.

Ключевые слова: трактор, шум, комфорт, звукоизоляция, звукопоглощение.

Abstract. The analysis of the main ways of penetration of noise into a cabin of tractors is provided in article, and also modes of increase of acoustic comfort for operators are presented.

Keywords: tractor, noise, comfort, sound insulation, sound absorption.

Основными направлениями развития современной автотракторной техники является повышение экологических, эргономических и топливно-экономических качеств. Обеспечение нормальных условий труда в кабине трактора требует дополнительных капиталовложений при проектировании, создании, серийном производстве и эксплуатации машин. Определяющими факторами при формировании комфортных условий труда являются уровни вибраций и шума, температурный режим и запыленность кабины. Анализ профессиональной заболеваемости среди операторов тракторов позволяет говорить о том, что наиболее вредными факторами следует признать транспортную вибрацию и шум на рабочем месте [3, 4].

Согласно проведенным исследованиям, практически половина механизаторов со стажем более 5 лет имеют признаки снижения чувствительности органов слуха. Это негативно влияет на безопасность работы при движении. Кроме этого, уровень условий труда механизаторов определяет конкурентоспособность автотракторной техники на мировом рынке, их улучшение положительно сказывается на производительности работы оператора. Установлено, что при снижении уровня шума с 93 до 73 дБА производительность труда возрастает на 7% [4]. Снижение уровня звука машины с 96 до 83 дБА позволяет увеличить производительность труда уже на 12%. В настоящее время затраты на снижение шума автотракторной техники достигают до 10% от его стоимости [1].

Общеизвестно, что основным источником шума в тракторах является двигатель внутреннего сгорания. Для выявления наиболее рациональных способов повышения акустического комфорта для механизато-

ров были проанализированы основные пути поступления шума в кабину трактора (рис. 1) [2].

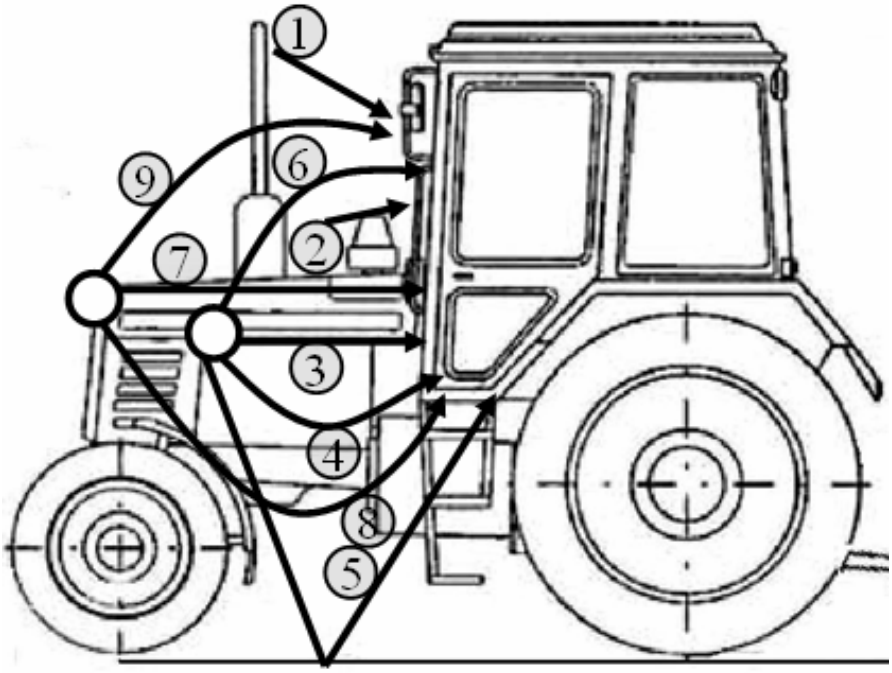


Рис. 1. Схема проникновения шума в кабину тракторов:
1 – шум выпуска выхлопных газов, проникающий на рабочее место оператора через панели кабины; 2 – шум всасывания воздуха, проникающий через панели ограждений кабины; 3 – шум двигателя, проникающий через перегородку между моторным отсеком и кабиной; 4 – шум двигателя, проникающий непосредственно через пол кабины; 5 – шум двигателя, проникающий через нижний открытый проем в капоте и далее через пол кабины, с учетом отражения от поверхности; 6 – шум двигателя, проникающий через ограждение капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки; 7 – шум вентилятора системы охлаждения, проникающий через радиатор охлаждения и далее через перегородку между моторным отсеком и кабиной; 8 – шум вентилятора системы охлаждения, проникающий через радиатор охлаждения и далее через пол кабины; 9 – шум вентилятора системы охлаждения, проникающий через ограждение капота и далее через панели кабины

Независимо от типа машины или орудия, с которым агрегатируется трактор, у него всегда имеются собственные агрегаты и узлы, генерирующие уровни звука высокой интенсивности. К ним относятся система выпуска отработавших газов, система впуска свежего заряда, корпус двигателя, вентилятор системы охлаждения и трансмиссия [5].

Проведенные множеством авторов исследования показывают значительное превышение уровней звукового давления в кабинах тракторов различных марок на частотах от 63 до 4000 Гц относительно уста-

навливаемых санитарными нормами. Зачастую интегральный уровень шума превышается на 8-10 дБА [1, 3, 4].

Таким образом, для улучшения условий труда механизаторов необходимо применение дополнительных мер защиты от шума или новых технических решений, направленные на снижение шумового излучения в источнике.

Современная инженерная акустика накопила солидный арсенал средств и методов защиты от шума и звуковой вибрации. Несмотря на многообразие шумовиброзашитных средств, существует определенная классификация их (рис. 2) [1].



Рис. 2. Классификация средств и методов снижения шума в кабине тракторов

Наиболее простой способ - звукоизоляция кабины трактора. На основании анализа существующих способов звукоизоляции и опыта многих исследователей можно сделать вывод, что наиболее рациональным способом снижения внутреннего шума в кабинах тракторов является

— переоборудование кабины трактора стеклопакетами с двойными стеклами;

— облицовка пола кабины, перегородок и панелей внутренним звукопоглощающим материалом;

— установка звукопоглощающих чехлов на рычаги управления трактором и подушки.

С целью обоснования адекватности сделанных выводов были проведены сравнительные испытания внутренних уровней звука до и после модернизации кабины трактора. В качестве объекта исследований был выбран трактор Петербургского тракторного завода «К-701».

Результатом выполненной работы стало снижение интегрального уровня звука в кабине трактора К-701 до установленных санитарными нормами значений – 80 дБА. Исследование октавного спектра шума показало незначительное превышение уровня звукового давления лишь на одной полосе со среднегеометрической частотой 125 Гц. Данная полоса относится к низкочастотному диапазону звуковых волн, характерным свойством которого является слабое отражение и поглощение волн при проникновении через экраны и ограждения. Также следует отметить, что низкочастотные звуковые волны не оказывают интенсивного раздражающего воздействия на психологическое состояние оператора, подобное шумам средне- и высокочастотного диапазона, что позволяет поддерживать производительность его труда более длительный срок. Этот факт оказывает благоприятное воздействие на эффективность всего сельскохозяйственного предприятия в целом.

Список литературы

1. Иванов, Н.И. Основы виброакустики [Текст]: учебник для ВУЗов / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – Санкт-Петербург: Политехника, 2000. – 482 с.

2. Павлов, П.И. Исследование уровня шума в кабине трактора К-701 [Текст] / П. И. Павлов, А. В. Наумов // Вестник Саратовского государственного аграрного университета им. Н. И. Вавилова. – 2010. – № 1. – С. 49–52.

3. Шкрабак, В.В. Снижение и ликвидация производственного травматизма в основных отраслях АПК путем разработки и внедрения комплекса инженерных и организационно-технических трудоохранных мероприятий: дис. … д-ра техн. наук:05.20.01 / В.В. Шкрабак – Санкт-Петербург, 2006. – 550с.

4. Элькин, Ю.И. Снижение шума строительно-дорожных машин: дис. … д-ра тех. наук: 01.04.06 / Ю. И. Элькин– Санкт-Петербург, 2006. – 529 с.

5. Юдин, Е.Я. Борьба с шумом на производстве [Текст]: справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн [и др.]; под ред. Е.Я. Юдина. – Москва: Машиностроение, 1985. – 399 с.

УДК 631.354:33

Ожерельев В.Н.[1], Никитин В.В.[2]

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ СЕПАРАЦИЯ ОЧЕСАННОГО ЗЕРНОВОГО ВОРОХА В НАКЛОННОЙ КАМЕРЕ

[1]Брянский государственный технический университет, г. Брянск
[2]Брянский государственный аграрный университет, г. Брянск

Аннотация. Показана целесообразность и возможность предварительной сепарации очесанного зернового вороха в наклонной камере. Приведено техническое решение, позволяющее реализовать указанный технологический процесс. Предварительно обоснованы его основные параметры.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, очес, наклонная камера, сепарация зернового вороха.

Abstract. The expediency and the possibility of pre-separation grain heap hewn in the feeder housing. The technical solution to implement the specified process. Prior informed its basic parameters.

Keywords: combine harvester, tow, tilt camera, the separation of the grain heap.

Среди перспективных направлений энергосбережения при уборке зерна в первую очередь следует отметить очесывание растений на корню. Наряду с переходом на знакопеременное воздействие на зерна недоочесанных колосьев (при их домолачивании) это позволяет сформировать технологический процесс, обладающий минимальной энергоемкостью [1-3].

В результате испытания очесывающих адаптеров и установок различного типа выявлены две характерные особенности процесса. Во-первых, на дальнейшую обработку в молотилку поступает лишь незначительная часть соломы при доминировании в ворохе свободного зерна и частично или полностью недомолоченных колосьев, а также половы [4]. Во-вторых, очесывающий рабочий орган создает мощный воздушный поток, который приходится гасить, отделяя его от зерна и других твердых компонентов вороха, например, пропуская через сетчатую поверхность защитного кожуха очесывателя. При этом с воздухом удаляются только самые мелкие примеси, тогда как основная часть легких примесей поступает в наклонную камеру и далее в молотилку. С энергетической точки зрения такое использование воздушного потока не ра-

ционально, поскольку существенно увеличивает потери энергии с уходящим воздухом.

Более рациональное применение избыточной энергии воздушного потока обеспечивает использование его для непосредственной транспортировки вороха и более эффективной первичной сепарации легких примесей. Для этого, однако, необходима коренная трансформация всей технологической и компоновочной концепции зерноуборочного комбайна [5], реализация которой в полном объеме на практике пока не представляется возможным. В связи с этим в настоящее время мы изыскиваем возможности для улучшения отдельных элементов процесса взаимодействия рабочих органов комбайна с очесанным зерновым ворохом.

В первую очередь следует оптимизировать систему инерционного отделения легких примесей непосредственно в корпусе очесывателя [6]. Затем целесообразно осуществить частичное отделение свободного зерна и части половы на днище корпуса наклонной камеры и направление его в систему очистки, минуя молотильное устройство [7]. С этой целью днище должно иметь сеть продольных щелей, ширина и длина L которых (рис. 1) была бы достаточна для прохода зерен 1 убираемой культуры. Увеличить эффективность сепарации позволяет выполнение боковых кромок 4 отверстий под острым углом α к направлению перемещения V скребков 6 транспортера (рис. 2).

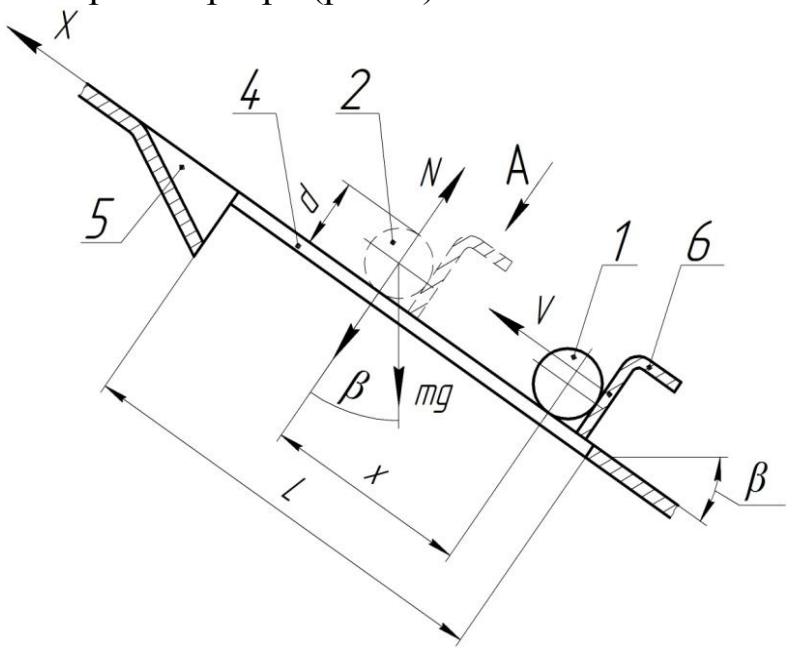


Рис. 1. Перемещение зерна вдоль сепарирующего отверстия, выполненного в днище наклонной камеры

Для оценки возможности осуществления данного технологического процесса рассмотрим перемещение зерна 1, проекция центра масс O

которого в начальный момент времени совпадает с боковой (наклонной) кромкой 4 одного из сепарирующих отверстий, выполненных в днище наклонной камеры. По мере перемещения по направлению V зерно 1 оказывается в положении 2 (рис. 2), в котором проекция центра масс O_1 оказывается левее боковой кромки 4 отверстия, в связи с чем возникает опрокидывающий момент силы тяжести mg (рис. 3). Вследствие этого левый конец зерна опускается вниз, и оно принимает наклонное положение 3.

Для того чтобы зерно гарантированно прошло сквозь сепарирующее отверстие оно должно повернуться относительно точки A хотя бы на минимальный угол φ_{min} , при котором крайняя левая точка продольной оси B опустится ниже поверхности днища наклонной камеры, приняв положение B_1. При средних параметрах зерна пшеницы (d=3,5 мм, l=10 мм) φ_{min}=15,2° (0,266 рад).

Для определения величины перемещения x зерна по направлению скорости V (рис. 2) за время его поворота относительно горизонтальной оси O_2B на угол φ_{min} (рис. 3) составим дифференциальное уравнение движения в плоскости, перпендикулярной вектору скорости V.

$$mgy\cos\beta = J\frac{d\omega}{dt}\ , \qquad (1)$$

где J – момент инерции зерна относительно точки O_3, Нм^2;

y – поперечное смещение центра тяжести зерна относительно боковой кромки 4 сепарирующего отверстия, м;

β – угол наклона днища наклонной камеры, рад;

ω – угловая скорость поворота зерна в плоскости, перпендикулярной скорости V, с$^{-1}$;

m – масса зерна, кг.

Для упрощения расчетов примем, что зерно является однородным цилиндром длиной l и диаметром d. Следовательно, момент инерции относительно точки O_3 равен

$$J = \frac{ml^2}{3}\ . \qquad (2)$$

Выразив y через $x=Vt$ и подставив (2) в (1) в итоге решения дифференциального уравнения получаем, что минимальная длина сепарирующего отверстия определяется выражением

$$L_{\min} = V\sqrt{\frac{2l^2\varphi_{\min}}{gVtg\alpha\cos\beta}}\ , \qquad (3)$$

где α=30° – угол наклона боковой кромки сепарирующего отверстия по отношению к скорости V перемещения скребка 6 транспортера, град.

Приняв угол наклона днища β=45°, а скорость V=5 м/с, получаем, что минимальная длина сепарирующего отверстия L_{min} = 0,069 м.

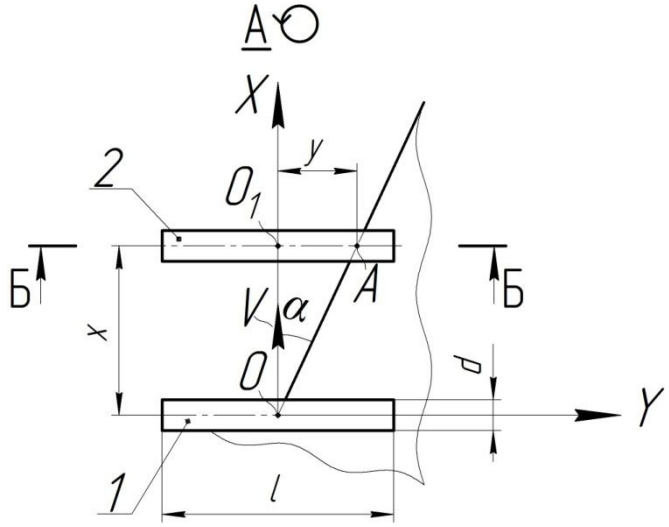


Рис. 2. Смещение центра масс зерна относительно боковой кромки сепарирующего отверстия при продольном перемещении по днищу наклонной камеры

Следует иметь в виду, что при начале расчета были введены допущения и ограничения, которые могут оказать существенное влияние на результат. В частности, не учитывалась сила трения между поверхностью скребка 6 и зерном 1 (рис. 1). С другой стороны, момент инерции зерна определен по максимально возможному варианту, тогда как в начальный момент и в промежуточном положении, изображенном на рис. 3, он (с учетом теоремы Гюйгенса) имеет меньшую величину.

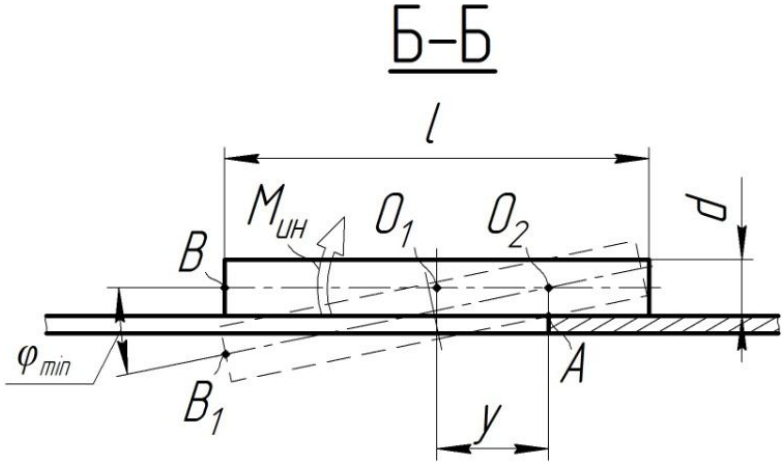


Рис. 3. Опрокидывание зерна в сепарирующее отверстие (сечение Б-Б на рис. 2)

Существенное влияние на процесс оказывает и наличие половы, что может оказать заметное тормозящее воздействие на опрокидывающееся в сепарирующее отверстие зерно. Тем не менее, если на практике придется удвоить длину отверстия, на днище может быть размещено

несколько последовательных рядов отверстий, что увеличит сепарирующие возможности поверхности.

Кроме того, следует иметь в виду, что скорость подачи очесанного вороха может быть уменьшена, так как отсутствует потребность в интенсивном рассредоточении стеблей, характерном для комбайна, оборудованного традиционными адаптерами. Это также может увеличить сепарирующие возможности решетчатого дна наклонной камеры.

Чтобы не происходило торможение необмолоченных и недомолоченных колосьев, конструкция предусматривает на выходе каждого сепарирующего отверстия выемку 5, нижняя кромка которой (рис. 1) расположена ниже поверхности днища наклонной камеры. Она имеет переменное сечение криволинейного вида, причем ее глубина уменьшается по мере удаления от верхней кромки сепарирующего отверстия от максимального значения и до нуля. Для остей колоса, частично проникшего в сепарирующее отверстие, наклонная поверхность выемки 5 должна служить средством их принудительного подъема на уровень поверхности днища наклонной камеры.

Таким образом, предварительный расчет свидетельствует о том, что значительная часть свободного зерна, содержащегося в очесанном ворохе, может быть выделена посредством решетчатого днища наклонной камеры и исключена из процесса нерационального взаимодействия с молотильным барабаном.

Список литературы

1. Ожерельев, В.Н. Перспективные направления снижения энергоемкости процесса выделения зерна из колоса [Текст] / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – №8. – С. 30-31.

2. Ожерельев, В.Н. Энергоемкость выделения зерна из колоса [Текст] / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин // Техника в сельском хозяйстве. – 2013. – №4. – С. 22-24.

3. Ожерельев, В.Н. Влияние угла наклона рифов на энергоемкость молотильного устройства [Текст] / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин, Н.В. Синяя // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №5. – С. 34-36.

4. Исследование параметров очесанного зернового вороха [Текст] / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин, В.М. Алакин, С.Н. Становов // Техника в сельском хозяйстве. – 2013. – №1. – С. 7-9.

5. Ожерельев, В.Н. Адаптация зерноуборочного комбайна к работе с очесанным зерновым ворохом [Текст] / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин, В.Д. Игнатов // Техника в сельском хозяйстве. – 2013. – №6. – С. 5-7.

6. Пат. № 2566017 (РФ), МПК[7] A01D 41/08. Устройство для обмолота растений на корню / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин. – Опубл. 20.10.2015, Бюл. № 29.

7. Пат. № 2566015 (РФ), МПК[7] A01D 41/12. Наклонная камера зерноуборочного комбайна / В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин. – Опубл. 20.10.2015, Бюл. № 29.

УДК 62.529

Овсянников С.И.

ОСОБЕННОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МОТОАГРЕГАТОВ И ПУТИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО РАЗВИТИЯ МОТОАГРОТЕХНИКИ

Белгородский государственный технологический университет имени В.Г. Шухова

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы функционирования миниагротехники, в частности мотоагрегатов. Отмечается, что оператор мотоагрегатов выполняет значительно больше функций и физической работы, чем при управлении традиционными тракторами. Установлено, что основными причинами физического участия оператора в работе мотоагрегатов являются дестабилизирующие факторы, которые изменяют траекторию движения, тяговую нагрузку вследствие изменения сцепных свойств движителей с опорным основанием и др. причин. Оператор вынужден выполняет функции стабилизации системы на воздействие дестабилизирующих факторов. Представлены структурные модели концептуальных мотоагрегатов на основе электроуправляемых систем работой приводных двигателей и адаптивных систем, позволяющих полностью автоматизировать работу мотоагрегатов.

Ключевые слова: мотоагрегат, мотоблок, дестабилизирующие факторы, системы стабилизации и адаптации.

Abstract. This article discusses the functioning of miniagrotechniques in particular motoagregates. It is noted that the operator of motoagregates performs much more features and physical work than using a conventional tractor. It was established that the main causes of the physical participation of the operator in the motoagregagate is the destabilizing factors that alter the trajectory of the movement, pulling the load due to changes in coupling properties of propulsion with the ground and the other reasons. The operator is forced to perform the functions of stabilizing the effect of destabilizing factors. A structural model based on the concept motoagregagates electrically controlled system the engine is running and adaptive systems, allowing full automation of work motoagregates.

Keywords: motoagregat, walking tractor, tillers, destabilizing factors, stability and adaptation.

Введение. Миниагротехника находит все большее применение на мелкоконтурных участках – сады, огороды, дачи, приусадебные хозяйства [1]. Наибольшее распространение получили агрегаты на базе мотоблоков (анг. walking tractor) – мотоагрегаты (МА). Особенностью работы МА является непосредственное участие оператора в движении агрегата. Оператор выполняет не только функции управления движением, но и участвует в тяговой динамике агрегата. Поэтому, интенсивность и напряженность работы оператора МА значительно превышает допустимые нормы [2, 3], что приводит к его быстрой утомляемости и снижению производительности агрегата в целом [4, 5]. Основной задачей повышения производительности МА является уменьшение физического участия оператора в работе МА.

Обзор публикаций. Как отмечается в работе [5], дестабилизирующими факторами работы МА являются:

увод от заданного направления движения вследствие изменений нормальной нагрузки на движители, сцепных свойств с опорным основанием, распределения крутящего момента на движители и др. факторов;

произвольное изменение глубины обработки орудия;

изменение тяговой динамики агрегата как следствие перераспределения сил при движении;

поперечные крены агрегата, приводящие к опрокидыванию.

Взаимодействие движителя МА с грунтом рассмотрены в работах [6, 7, 8], где отмечается, что тягово-сцепные качества зависят от нормальной нагрузки на движитель, размеров пятна контакта, площади контакта грунтозацепов. Усилия, развиваемых оператором в процессе работы с МА, определялись с помощью тензометрических штанг, описанных в работе [5]. В результате проведенных исследований установлено, что наибольшие усилия оператор прикладывает при работе с МА в тяговом режиме при недостаточных сцепных свойствах. В этом случае он вынужден прикладывать усилия в продольном направлении, дополняя тяговую динамику агрегата в целом. При работе с мотофрезой оператор прикладывает усилия в вертикальной плоскости, заглубляя ограничитель движения, а также в продольном направлении изменяя скорость движения. При работе с агрегатами в транспортном режиме – в горизонтальной плоскости. Суммарные усилия, прикладываемы опера-

тором при работе с МА в тяговом режиме, в среднем составляют 770±750 Н.

В работах [9, 10] рассмотрено и обосновано время периодов работа-отдых, где отмечается, что при достижении затрачиваемой мощности до 60-65 % от максимально возможной мощности оператора, периоды отдыха превышают продолжительность времени работы. На основании проведенных исследований сделан вывод, что основным направлением повышения производительности МА является снижение физического участия оператора в работе агрегата путем применения систем управления работой МА, направленных на самостабилизацию, а в дальнейшем – на функциональную адаптацию системы МА.

Потому, **целью** данной работы является обоснование структуры систем функциональной адаптации миниагротехники, в частности мотоагрегатов.

Изложение основного материала. Конструкции существующих МА исчерпали свои возможности в повышении функциональности и направлены на незначительные технические совершенствования. Поэтому, назрела необходимость концептуальных изменений конструкций мотоблоков и мотоагрегатов на основе систем электронного управления. Основными направлениями решения данной задачи являются: - обеспечение раздельного привода на каждый движитель; - индивидуальное управление работой приводов движителей; - применение систем контроля движения: курсового направления и скорости движения, величины буксования, наличие препятствий на пути движения и т.п.; - систем анализа и принятия решений – программаторы (для адаптивных систем).

Возможными вариантами обеспечения раздельного привода являются: механический, гидравлический и электрический приводы. Анализируя преимущества и недостатки вариантов приводов необходимо отметить следующее.

Механические трансмиссии технологически сложные в изготовлении, металлоемкие, что определяет их высокую стоимость, но они обладают высоким механическим КПД. Недостатком является низкая мобильность передачи энергии.

Наибольшее распространение среди гидравлических трансмиссий получили высокооборотистые (шестеренчатые, аксиально-поршневые) и низкооборотистые высокоментные гидроприводы, описанные в работе [11]. Оборудование гидропривода требует высокой точности и технологичности изготовления, что сказывается на их стоимости. Высокооборотистые приводы необходимо оснащать понижающими редукторами, а это влечет удорожание конструкции в целом и снижение надежно-

сти их работы. Низкооборотистые гидроприводы достаточно громоздки. Системы управления гидроприводов сложны как конструктивно, так и технологично в изготовлении. В целом недостатками гидроприводов является низкий КПД, достаточно сложные системы управления и дороговизна. Преимуществами являются мобильность передачи больших мощностей.

Электропривод на сегодняшний день является наиболее мобильной системой. Устройства встраивают внутри колеса или движителя, привода рабочих органов или отдельных машин и оборудования. До недавнего времени применение электропривода было ограничено рядом недостатков: применение коллекторных двигателей ограничивалось недостаточной надежностью из-за быстрого износа щеток и коллектора, применение асинхронных двигателей ограничивалось дороговизной систем управления частотой вращения. С появлением вентильных двигателей эти недостатки удалось устранить. По своей сути вентильные двигатели являются асинхронными двигателями с ротором из постоянных магнитов. Управление частотой и направлением вращения ротора осуществляется с помощью контроллера [12]. Системы управления вентильными двигателями достаточно просты и надежны в работе.

Одним из преимуществ электропривода является рациональное использование энергии, исключая работу двигателя на холостом ходу. В качестве источников энергии используются аккумуляторы, генераторы постоянного тока с приводом от двигателей внутреннего сгорания и их сочетание.

Движение МА осуществляется под действием касательных сил тяги $Рк$ (рис. 1), развиваемых движителями, и сил внешнего сопротивления– сил сопротивления движению Pf и тягового сопротивления орудия $Ркр$. В случаях неравномерности изменения силового баланса по бортам МА происходит увод агрегата от заданной траектории движения на угол Θ. Стабилизация направления движения осуществляется оператором путем приложения физических усилий на штанги управления. $Рол.упр$. Т.е. оператор выполняет функции стабилизирующего элемента.

Рассмотрим более подробно функционирование существующих конструкций МА. Топливо $Т$ из бака (рис. 2) поступает в дозирующее устройство $К$ (карбюратор, топливный насос и т.п.) и подается в двигатель, где преобразуется во вращательную энергию, которая характеризуется крутящим моментом $Мкр$ и угловой скоростью вращения $\omega д$. Режим работы двигателя задается регулятором оборотов $Р$ (обычно центробежного типа) в зависимости от изменения величины внешней нагрузки. Оператор изменяя положение регулятора усилием $Рол.т$ задает режим работы двигателя.

Механизм передачи энергии МП состоит из муфты сцепления, коробки перемены передач, раздаточной коробки, главной передачи, дифференциала, бортовых передач и др. механизмов и устройств.

Функциями оператора являются: управление работой муфты сцепления, включение передачи КПП, управление работой дифференциала. В некоторых моделях мотоблоков, оснащенных ременным сцеплением, оператор вынужден постоянно удерживать рычаг включения сцепления в нажатом состоянии, что приводит к его быстрой физической утомляемости.

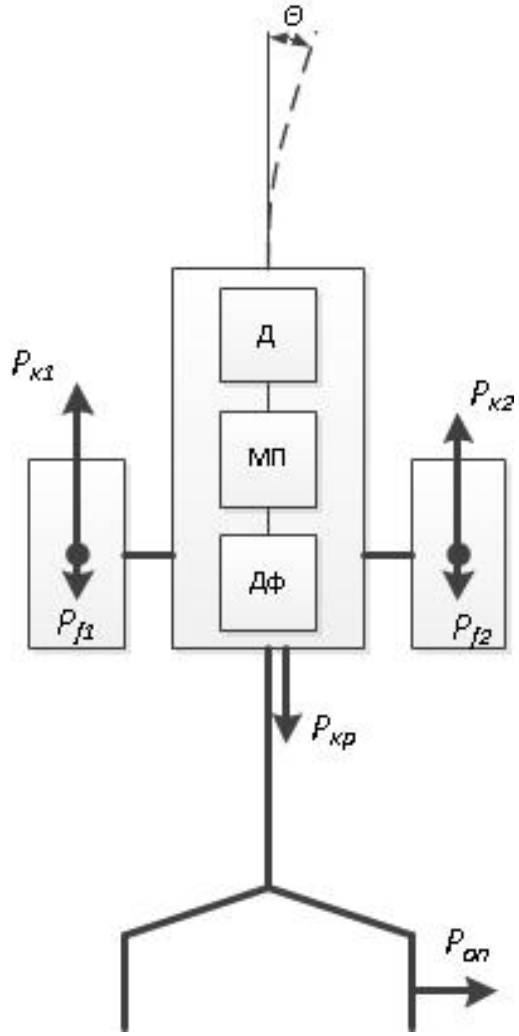


Рис. 1. Схема сил, действующих на мотоагрегат

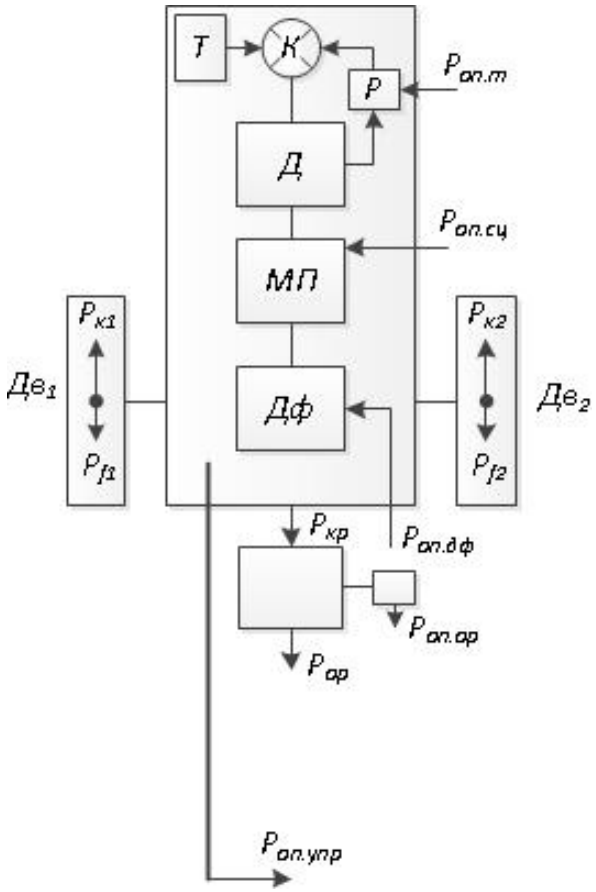


Рис. 2. Блок-схема функционирования мотоагрегата с механической трансмиссией

Управление работой дифференциалов зависит от их конструктивных особенностей. Применяют постоянно блокированные (легкие и средние мотоблоки и мотоорудия) и постоянно разблокированные дифференциалы (тяжелые мотоблоки). Разблокировку постоянно блокированных дифференциалов выполняют при разворотах и крутых поворо-

тах, в блокированном режиме происходит проскальзывание движителя в пятне контакта под действием поворота остова мотоблока физическим усилием оператора. Постоянно разблокированные дифференциалы блокируются оператором в случаях значительного изменения сцепных свойств движителей по бортам путем удержания в нажатом положении рычага блокировки *Роп.диф*.

Движители реализуют подводимый крутящий момент в тяговое усилие *Рк*, необходимое для реализации внешних сил сопротивления – сопротивления движению *Pf* мотоблока, сопротивления рабочих органов орудия *Рор* и его опорных элементов *Рол.ор* (колес, полок, лыж и т.п.). Самостоятельное движение МА будет выполняться при условии $Рк1+Рк2 \geq Pf1+Pf2+Ркр$. Если условие не выполняется, т.е. сцепных свойств движителей недостаточно, оператор вынужден компенсировать дефицит силового баланса, прикладывая усилия в направлении движения. Тогда силовой баланс можно записать как $Рк1+Рк2+Рол \geq Pf1+Pf2+Ркр$. В данном случае оператор выполняет функции стабилизации на действия дестабилизирующих факторов тяговой динамики МА внешними силами сопротивления.

В целом, оператор физическими усилиями участвует в процессах обеспечения заданного курсового движения, тяговой динамики, работы двигателя, сцепления и дифференциала.

Для решения основной задачи данной работы необходимо исключить физическое участие оператора в работе МА. Для этого автором разработана конструкция МА, блок-схема которой представлена на рис. 3. В качестве двигателей используются вентильные электродвигатели *Д*, оснащенные понижающим редуктором. Изменение режимов работы двигателей осуществляется контроллерами *К*, преобразующих подводимую энергию в зависимости от управляющего сигнала регулятора *Р*. Источником энергии *ИЭ* являются аккумуляторы постоянного тока. Для увеличения ресурсной емкости *ИЭ* возможна установка генератора с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Учитывая, что работа МА осуществляется в непосредственной близости от домовладений, в зарядке аккумуляторов не возникает больших проблем.

Функции оператора сводятся к изменению режимов работы регуляторов *Р1* и *Р2* путем перемещения рычагов управления, преодолевая усилия растяжения пружин регулятора. В тех случаях, когда изменение направления курсового движения происходит быстрее, чем оператор успевает отреагировать через регуляторы, он вынужден исправлять отклонение от заданной траектории физическими усилиями через штанги управления. Улучшение тягово-сцепных свойств обеспечивается увеличением сцепного веса путем балластирования и применением транс-

формируемых движителей – колесо-гусеница. В целом оператор тратит значительно меньше физической энергии, однако он вынужден постоянно контролировать направление движения и корректировать курсовую направленность путем перемещения ручек регулятора. Такая деятельность сказывается на его психической утомляемости и привод к постепенному снижению реакции.

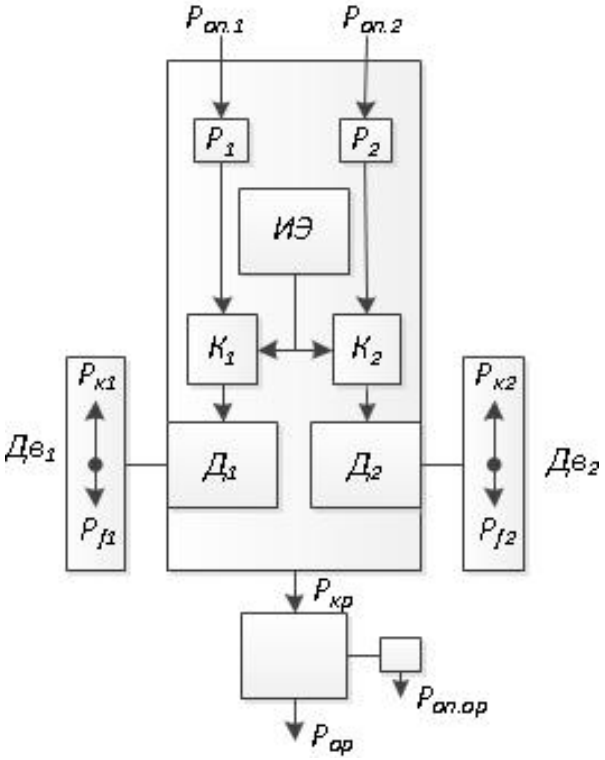


Рис. 3. Блок-схема мотоагрегата с раздельным приводом движителей.

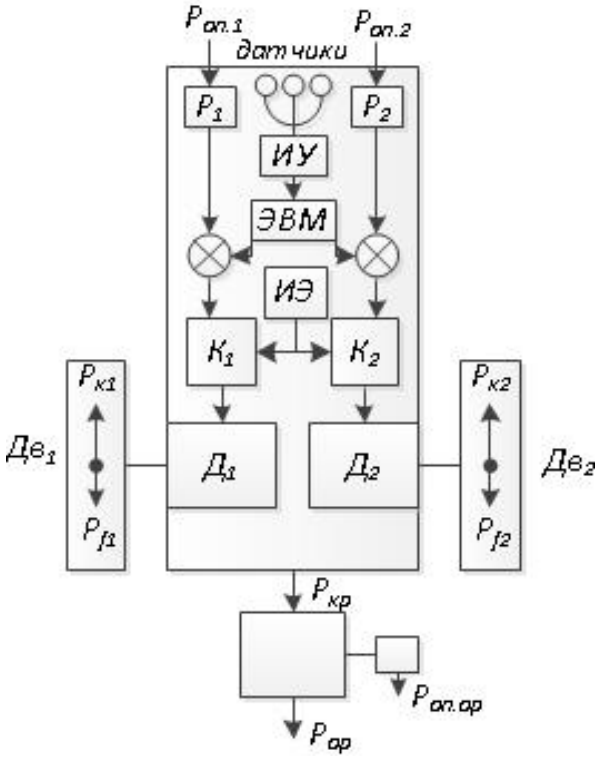


Рис. 4. Блок-схема мотоагрегата с адаптивной системой управления движением.

Поэтому следующим этапом концептуального совершенствования МА является применение адаптивных систем управления движением (рис. 4). Функции контроля и корректировки направления движения возлагаются на следящую систему, состоящую из блока датчиков и измерительного устройства *ИУ*. Сигнал от *ИУ* обрабатывается в бортовой ЭВМ, где анализируется по заданной программе движения и принятия решения в соответствии с заданным алгоритмом. В результате обработки ЭВМ выдает управляющий сигнал на контроллеры управления работой приводных двигателей *Д*.

В качестве датчиков контроля движения используются сенсорные и цветовые датчики, акселерометры, гирокомпасы и электронные компасы, GPS системы.

Функции оператора сводятся к выбору программы выполнения технологического процесса, типа контроля режимов движения, режимов выполнения операции, алгоритма адаптации системы на действия дес-

табилизирующих факторов. Физические усилия оператор вынужден прилагать только в аварийных случаях, когда адаптивная система не в состоянии преодолеть действие дестабилизирующих факторов.

Адаптивные системы управления являются оптимальными для транспортно-технологических агрегатов: мотто-тележек, косилок, коммунальной и строительной техники и т.п.

Выводы.

Производительность мотоагрегатов непосредственно зависит от степени физического участия оператора в работе агрегата. На основе проведенного анализа установлено, что оператор физическими усилиями стабилизирует работу МА в действиях дестабилизирующих факторов. Поэтому, основной задачей повышения производительности МА является снижение физического участия оператора в работе агрегата путем передачи функций стабилизации исполнительным механизмам. Наиболее оптимальным решением данной задачи является раздельный привод на движители МА на основе вентильных двигателей и электронной системы управления движением. Следующим шагом концептуального развития МА является применение адаптивных систем управления движением МА на основе измерительных устройств контроля движения и аналитического блока принятия решений. Применение адаптивных систем позволяет полностью автоматизировать процесс выполнения технологических операций.

Список литературы

1. Овсянніков, С.І. Сільськогосподарські домогосподарства України: проблеми і перспективи / С. І. Овсянніков // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 12. – С. 16 - 20.

2. Овсянніков, С.І. Мотоагрегати та мотознаряддя: відповідність умов роботи оператора санітарно-гігієнічним нормам / С.І. Овсянніков // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 7. – С. 14-16; № 8. – С. 18 – 21.

3. Келлер, Н.О концепции развития мобильной мини-техники на современном этапе [Текст] / Н. Келлер, А. Цветков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – № 4. – С. 7-10.

4. Овсянников, С. Аспекты функциональной стабильности агрегатов на базе мотоблоков [Текст] / С. Овсянников, Н. Ремарчук // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей – Вип. 20. Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 234 – 242.

5. Овсянников, С.И. Методика определения силового участия оператора в работе мотоагрегатов [Текст] / С.И. Овсянников // Вісн. наук. праць ХНТУСГ. Вип. 160. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – С. 128 - 138.

6. Овсянников, С.И. Исследование тяговых параметров пневматических шин мотоагротехники на рыхлых почвах [Текст] / С.И. Овсянни-

ков // Вісн. ХНТУСГ. Технічні науки: вип. 124 «Механізація с.-г. виробництва», том 2. Х.: 2012. – С. 75-80.

7. Овсянников, С.И. К вопросу о качении жесткого колеса мотоагротехники [Текст] / С.И. Овсянников // Наук. видання Вісн. ХНТУСГ, вип. 136 «Системотехніка і технології лісового о комплексу», Х.: 2013. – С. 43-55.

8. Овсянников, С.И. К вопросу о качении жесткого колеса [Текст] / С.И. Овсянников, Н.М. Борис, С.П. Мохов, В.А. Симанович // Вестник СевНТУ. Сборник научных трудов. Вып. 143/2013. Серия: Машиноприборостроение и транспорт. Сев.: 2013. – С. 74 - 78.

9. Сергей Овсянников. Энергетические затраты оператора при управлении мотоагрегатом / С. Овсянников // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 15. – № 7. – Lublin-Rzeszow: 2013. – S. 45-50.

10. Овсянніков, С.І. Методика визначення енерговитрат оператора під час керування мотоагрегатом / С.І. Овсянніков // Сільськогосподарські машини : Зб. наук. статей. Вип. 25. Ред. – вид. відділ ЛНТУ, Луцьк: 2013. – С 93 - 101.

11. Ремарчук М.П., Чмуж Я.В., Байрамашвілі Т.Т., Овсянніков С.І. Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів // Науковий вісник будівництва, Вип. 57, – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ. – 2010. – С. 430-434.

12. Панкратов, В.В. Вентильный электропривод: от стиральной машины до металлорежущего станка и электровоза [Текст] / В.В. Панкратов // Электронные компоненты. – 2007. – № 2.

УДК 631.362.36

Никульников А.А., Комов И.А.

ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КАНАЛА ПОСЛЕРЕШЕТНОЙ ОЧИСТКИ НА ВОРОХЕ ОВСА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье представлены результаты исследований работы канала послерешетной аспирации с предварительной зоной псевдоожижения на ворохе овса.

Ключевые слова: очистка зерна, пневмосепарирующая система, зона псевдоожижения, расход воздуха.

Abstract. The article presents the results of research work after accounting aspiration channel with pre-fluidization zone at a heap of oats.

Keywords: cleaning of grain, pneumatic system separating, zone fluidization, air flow.

Пневмосепарирующие системы являются одними из основных рабочих органов универсальных зерноочистительных машин. От работы пневмосепарирующих систем универсальных зерноочистительных машин в значительной степени зависят качественные показатели получаемых семян и зерна продовольственного назначения.

Одним из важных факторов, влияющих на качество работы аспирационной системы, является равномерная подача и распределение компонентов зернового вороха по сечению пневмосепарирующих каналов. Ввод вороха в канал с использованием неподвижной наклонной сетчатой поверхности применяется на машинах окончательной очистки серии ПСМ (патент на изобретение № 219329 РФ). Исследованиям по применению предварительного псевдоожижения перед вводом зернового материала в пневмосепарирующий канал посвящены работы В.Е. Саитова [4].Заслуживает внимания принцип, реализованный на машинах нескольких серий фирм «Cimbria Heid GmbH» и «Petkus» [5,6].

Похожий принцип ввода вороха применен на экспериментальной установке, изготовленной на кафедре сельскохозяйственных машин [1,2]. Конструкция пневмосистемы защищена патентом РФ на изобретение и отличается последовательным прохождением одного и того же воздушного потока через каналы послерешетной и дорешетной очисток [3].

Целью экспериментальных исследований является повышение эффективности работы канала послерешетной очистки.

Опыты проводили на комбайновом ворохе овса с использованием экспериментальной установки, представленной на рис. 1. Работа пневмосистемы обеспечивается центробежным вентилятором 2 с пылеотделителем 1. Воздушный поток забирается через сетчатую поверхность 9 со слоем зернового вороха и последовательно проходит через канал послерешетной аспирации 7, его осадочную камеру 6, горизонтальный канал дорешетной очистки и его осадочную камеру 3. Канал послерешетной аспирации 7 имеет сменную нижнюю часть, которая может быть одинарной с глубиной 0,18 м и с перегородкой. Нижняя часть с перегородкой имеет общую глубину 0,18 м, делится на две зоны: основную, глубиной на уровне перегородки 0,14 м; и предварительную зону псевдоожижения глубиной в верхней части 0,04 м. Протяженность предварительной зоны в нижней части составляла 0,18 м. Передняя входная часть канала представляет собой практически зону псевдоожижения и способствует более эффективному расслоению компонентов по плотности.

При проведении опытов с установки снимали колосовые решета верхнего яруса верхнего стана и закрывали глухой поверхностью сор-

тировальные решета нижнего стана. Подача вороха изменялась заслонкой загрузочного устройства и устанавливалась равной 0,27 кг/(с*дм), что соответствует работе машин в режиме очистки зерна на продовольственные цели. Скорость воздушного потока в каналах регулировали путем изменения частоты вращения колеса вентилятора частотным преобразователем.

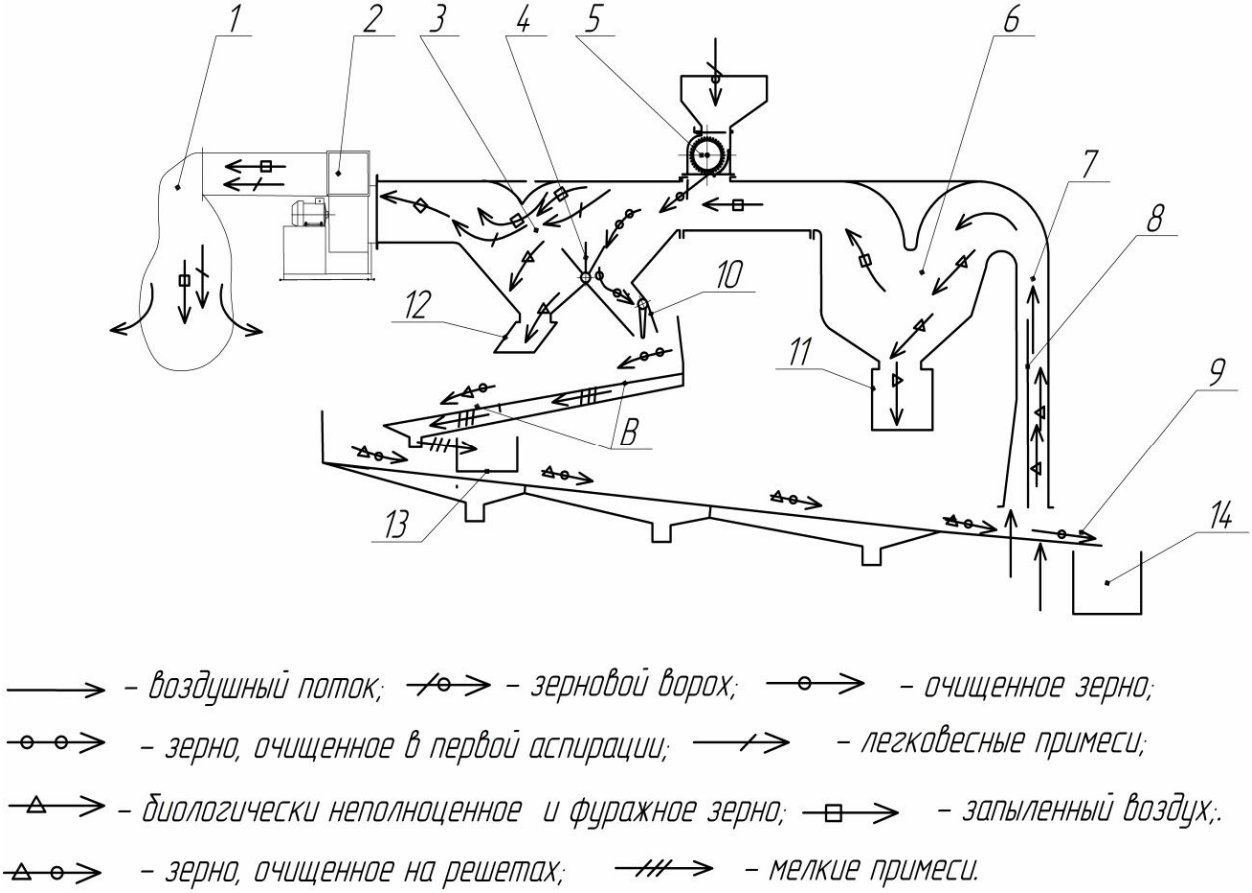
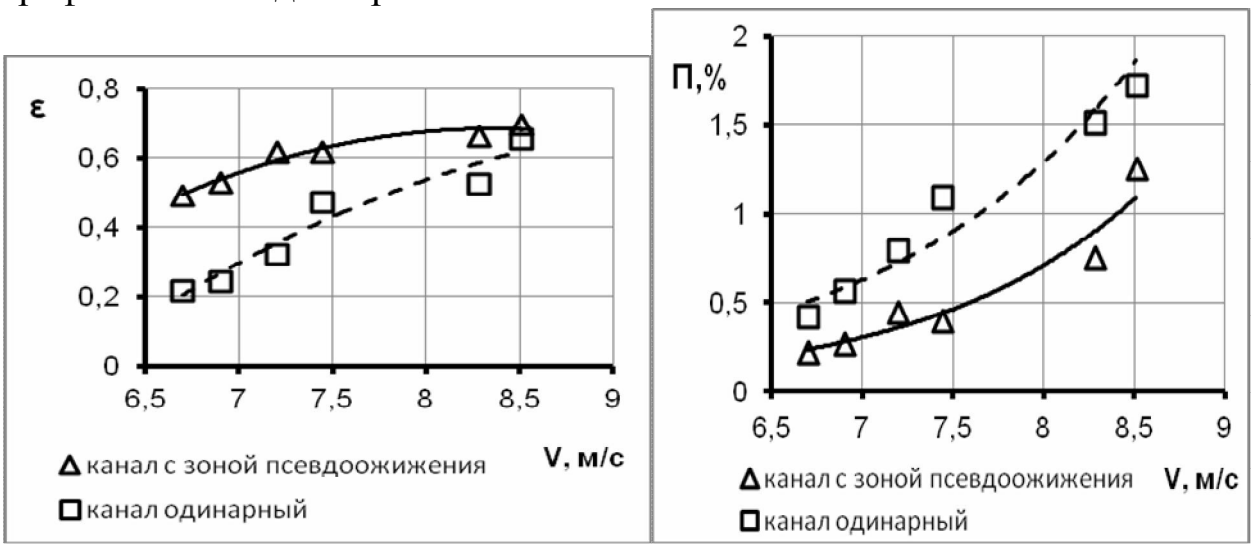


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
1 – пылеотделитель; 2 – центробежный вентилятор; 3 – осадочная камера канала дорешетной аспирации; 4 – разделительный регулировочный клапан; 5 – загрузочное устройство; 6 – осадочная камера канала послерешетной аспирации; 7 – пневмосепарирующий канал послерешетной аспирации; 8 – разделительная стенка канала послерешетной аспирации; 9 – сетчатая поверхность подачи вороха с решетного стана в канал послерешетной очистки; 10 – канал подачи зерна на решетную очистку; 11, 12 – сборники осадочных камер; 13 – сборник мелких примесей; 14 – сборник очищенного зерна; В – подсевные решета.

Определение аэродинамических характеристик компонентов зерновой смеси проводили на лабораторном парусном пневмоклассификаторе. Определение размерных характеристик зернового вороха и выделенных фракций проводили при помощи рассева лабораторного марки РЛ-1 с набором решет с продолговатыми отверстиями и шагом 0,2 мм.

При анализе состава исходного вороха было принято решение о выделении в фуражную и отходовую фракции компонентов вороха, имеющих толщину зерновок менее 1,9 мм и скорость витания менее 6,5 м/с. Масса 1000 зерен таких компонентов вороха составляет менее 16,5 г при средней массе 1000 зерен чуть более 30 г. Общее содержание таких компонентов в ворохе составляет 7,7 %.

Результаты обработки экспериментальных данных представлены в графическом виде на рис. 2 и 3.



а) б)

Рис. 2. Влияние скорости воздушного потока в канале послерешетной очистки: а) на полноту выделение легковесных компонентов вороха овса всей пневмосистемой; б) на потери зерновок овса послерешетной аспирацией (V>6,3 м/с).

Анализ представленных на рис. 2а графических зависимостей показывает, что при использовании канала с зоной псевдоожижения полнота выделения компонентов вороха, имеющих скорость витания менее 6,3 м/с, и требуемая для очистки зерна на продовольственные цели, достигается при установленной скорости воздушного потока в канале 7,2…7,3 м/с.

Аналогичная полнота выделения (более 60 %) одинарным каналом без предварительной зоны псевдоожижения достигается при скорости воздушного потока в канале 8,3…8,5 м/с. Потери полноценного зерна в фуражную фракцию каналом с зоной псевдоожижения не превышают 0,5 % при скорости воздушного потока до 7,5 м/с (рис. 2б). В случае использования одинарного канала без предварительной зоны псевдоожижения для получения требуемой полноты разделения потери полноценного зерна достигают 1,0 % и более.

Масса 1000 зерен овса после очистки при использовании канала с предварительной зоной псевдоожижения и указанном выше режиме ра-

боты составляет 32,6…32,65 г (рис. 3).Это достигается за счет большей полноты разделения воздушным потоком на фракции. Аналогичное качество очищенного зерна одинарным каналом достигается при скорости воздушного потока более 8,3 м/с и потерях полноценного зерна в фуражную фракцию, которые превышают допустимые по агротребованиям.

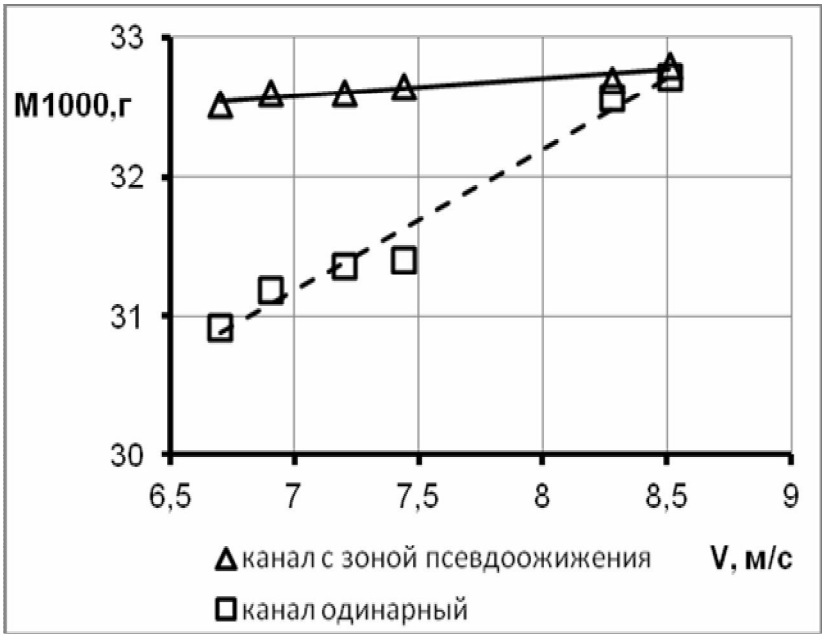


Рис. 3. Влияние скорости воздушного потока в канале послерешетной очистки на массу1000 зерен очищенного вороха овса

В таблице представлены данные удельных показателей расхода воздуха и затрат мощности на привод вентилятора.

Таблица. Удельный расход воздуха и затраты мощности на привод вентилятора

Скорость воздуха в канале, м/с	Удельный расход воздуха, $м^3/(с·дм)$	Удельные затраты мощности на привод вентилятора, кВт/дм	Полнота выделения легковесных компонентов вороха, %	
			одинарный канал	канал с зоной псевдоожижения
6,7	0,121	0,172	22	49
6,9	0,124	0,181	25	53
7,25	0,131	0,195	33	62
7,44	0,134	0,212	48	63
8,28	0,149	0,221	53	66
8,51	0,153	0,246	66	71

Анализ, приведенных в таблице данных показывает, что при полноте выделения более 60 % и использовании одинарного канала удель-

ный расход воздуха достигает более 0,15 $м^3$/(с·дм), а удельные затраты мощности на привод вентилятора составляют более 0,23 кВт/дм. Такая же полнота выделения легковесных компонентов вороха в случае применения канала с зоной псевдоожижения достигается при удельном расходе воздуха менее 0,131 $м^3$/(с·дм) и затратах мощности на привод вентилятора не более 0,195 кВт/дм.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- при очистке овса на продовольственные цели необходимо выделить компоненты вороха, имеющие скорость витания менее 6,3 м/с и толщину зерновок менее 1,9 мм с массой 1000 зерен менее 16,5…17,0 г;

- канал послерешетной очистки целесообразно оборудовать предварительной зоной псевдоожижения;

- требуемая полнота разделения вороха овса продовольственного назначения пневмосистемой при использовании канала послерешетной очистки с предварительной зоной псевдоожижения достигается при установленной скорости воздушного потока 7,2…7,3 м/с, удельном расходе воздуха менее 0,13 $м^3$/(с·дм) и затратах мощности на привод вентилятора не более 0,195 кВт/дм.

Список литературы

1. Гиевский, А.М. Пневмосистема зерноочистительной машины с одним воздушным потоком [Текст] / А.М. Гиевский // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – №4. – С. 2-4.

2. Гиевский, А.М. Обоснование параметров двухаспирационной пневмосистемы с последовательным обслуживанием одним воздушным потоком [Текст] / А.М. Гиевский // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. – №1(36). – С. 90-97.

3. Двухаспирационная пневмосистема зерноочистительной машины: пат. 2469525 Рос. Федерация: МПК7 B07B 4/02/ Тарасенко А.П., Гиевский А.М.; заявитель и патентообладатель: ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки. – № 2011125251/13; заявл. 17.06.2011; опубл. 20.12.2012, Бюл. № 35. - 4 с.

4. Саитов, В.Е. Распределение компонентов зернового материала на решетке пневмоожижающего устройства [Текст] / В.Е. Саитов, А.Н. Суворов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 1. – С. 31-33.

5. Cimbria Heid, GmbH [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.cimbria.com/en-GB/Home/Solutions/Seed-Processing.aspx.

6. PETKUS Wutha Technologie, GmbH [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://russian.petkus.de/produkte/-/info/sortieren/reiniger.

УДК 631.363.21

Труфанов В.В., Дружинин Р.А., Яровой М.Н., Золотарев А.М.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА В УДАРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В данной статье проведены исследования по определению основных показателей процесса дробления зерна в ударно-центробежном измельчителе, получены зависимости модуля помола зазора между ножами дисков и от подачи материала.

Ключевые слова: измельчения, производительность, модуль помола, зазор, ударно-центробежный измельчитель, энергоемкость,

Abstract. This article conducted research on the identification of key indicators of process of crushing of grain in a shock-centrifugal crusher, and the dependences of the module of the grinding gap between the knife disks from the feed material.

Key words: grinding productivity, grinding module, clearance, shock-centrifugal crusher, energy intensity.

Производительность, энергоемкость и выравненность гранулометрического состава готового продукта являются основными показателями характеризующими процесс дробления.

Производительность ударно-центробежного измельчителя (УЦИ) изменялась с помощью дозатора ДТК с дальнейшим контролем проб готового продукта при стабильном режиме работы.

Производительность УЦИ определяли из выражения:

$$Q = 3600\frac{M}{t}, \quad (1)$$

где Q – производительность измельчителя, кг/ч;

M – масса отобранной пробы, кг;

t – время отбора пробы, с.

Мощность, подводимая к УЦИ, замерялась электронными счетчиками трехфазного тока в стабильном режиме работы в момент отбора проб.

Мощность, расходуемая на привод дисков УЦИ, определялась по формуле:

$$N = (N_a + N_b + N_c)\times\eta, \quad (2)$$

где N – расходуемая на привод измельчителя мощность, кВт;

N_a, N_b, N_c – показания счетчика по фазам А, В, С, кВт;

η – к.п.д. электродвигателя.

Коэффициент полезного действия электродвигателя имеет разные значения при нагрузке ниже оптимальной, на основании этого была взята неполная характеристика к.п.д. электродвигателя от подводимой мощности, представленная на рис. 1.

За критерий оценки при определении гранулометрического состава готового продукта принят модуль помола М и однородность.

Профессором А.В. Макаровым разработан ситовый метод, который был взят за основу при определении модуля помола [1].

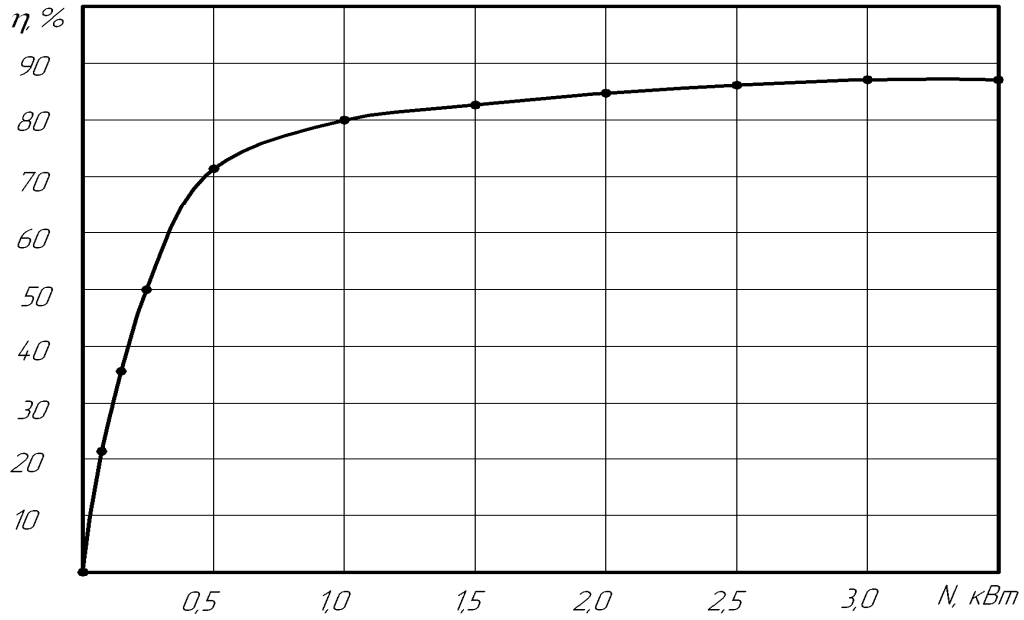


Рис.1. Зависимость суммарной мощности от к.п.д. электродвигателя

Суть метода А.В. Макарова состоит в следующем. Навески фуражного зерна массой 100 г просеиваются в течение 5 минут через набор сит с диаметрами отверстий 3, 2 и 1 мм. Модуль помола определяется по формуле:

$$M = (3{,}5P_1 + 2{,}5P_2 + 1{,}5P_3 + 0{,}5P_0) / 100, \quad (3)$$

где М – модуль помола, мм;

P_1, P_2, P_3 – массовые остатки на ситах с диаметрами отверстий 3, 2 и 1 мм соответственно, г;

P_0 – масса остатка на дне, г.

Для получения более точных данных о дисперсности получаемого продукта использовали ситовой классификатор, состоящий из набора сит с размерами отверстий 3,0, 2,0, 1,6, 1,3, 1,0, 0,85, 0,2 мм. Масса навески при этом была увеличена до 1,5 – 2,5 кг.

Модуль помола определяли по формуле:

$$M = \frac{3{,}5P_1 + 2{,}5P_2 + 1{,}8P_3 + 1{,}45P_4 + 1{,}15P_5 + 0{,}925P_6 + 0{,}525P_7 + 0{,}1P_8}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8}, \quad (4)$$

где P_1–P_8 – массы остатков на соответствующих ситах и дне, кг.

Проведем исследования по выявлению зависимости модуля помола от зазора между дисками и подачи материала**.** На рис. 2 и 3 представлены результаты этих исследований, они свидетельствуют о возрастании этого показателя с увеличением зазора S и подачи Q при увеличении частоты вращения N1.

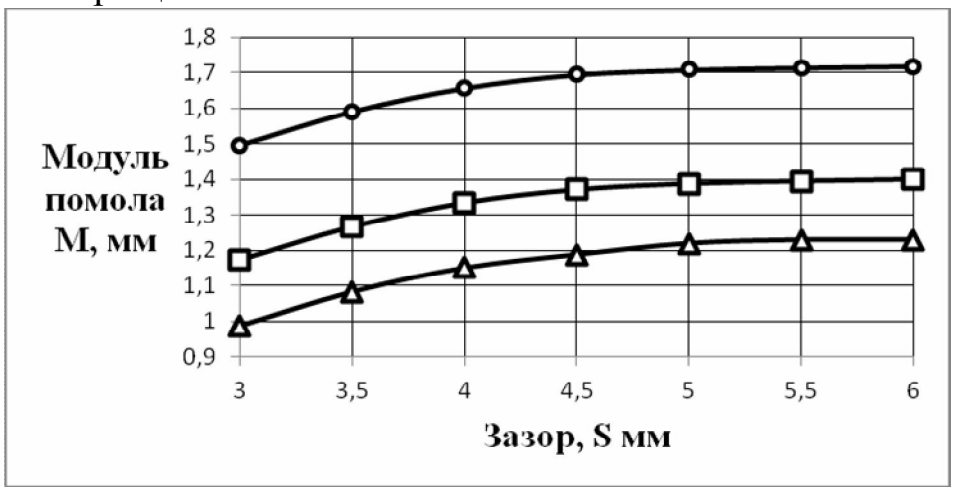


Рис. 2. Зависимость модуля помола (M) от зазора (S) между дисками:
○ – N1=600 мин$^{-1}$; □ – N1=900 мин$^{-1}$; Δ – N1=1200 мин$^{-1}$

В диапазоне изменения частоты N1 от 600 до 1200 мин$^{-1}$ модуль помола изменяется в большую сторону и это изменение при зазоре между дисками 3,5 мм. составило 1,1-1,6 мм. Однако изменение зазора до 3 мм. позволяет получить модуль помола менее 1 мм. Следует понимать, что уменьшение зазора до 2,0-2,5 мм позволит получить мелкий помол. Также стоит отметить, что необходимый модуль помола можно получить за счет установки рекомендуемого зазора, проставками между измельчающими дисками и отказаться от использования сменных шкивов на привод.

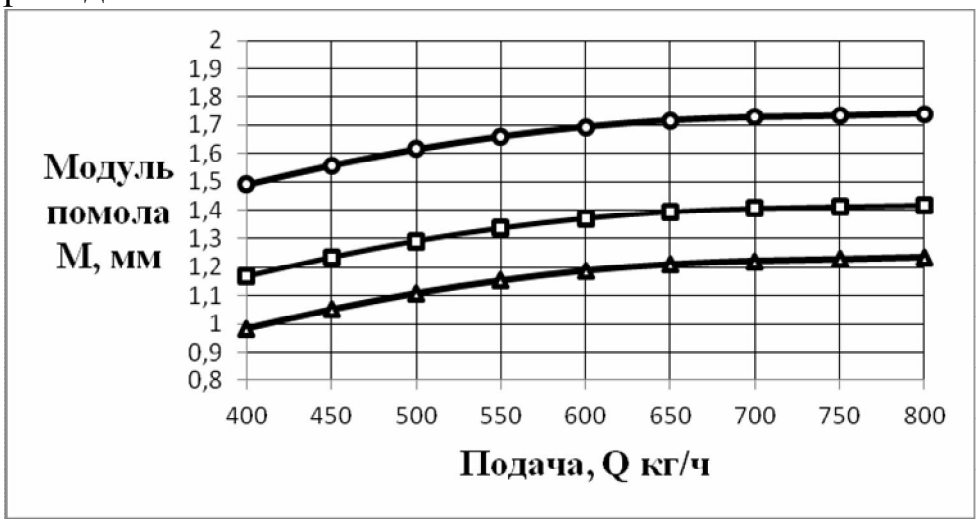


Рис. 3. Зависимость модуля помола (M)
от величины подачи материала (Q):
○ – N1=600 мин$^{-1}$; □ – N1=900 мин$^{-1}$; Δ – N1=1200 мин$^{-1}$.

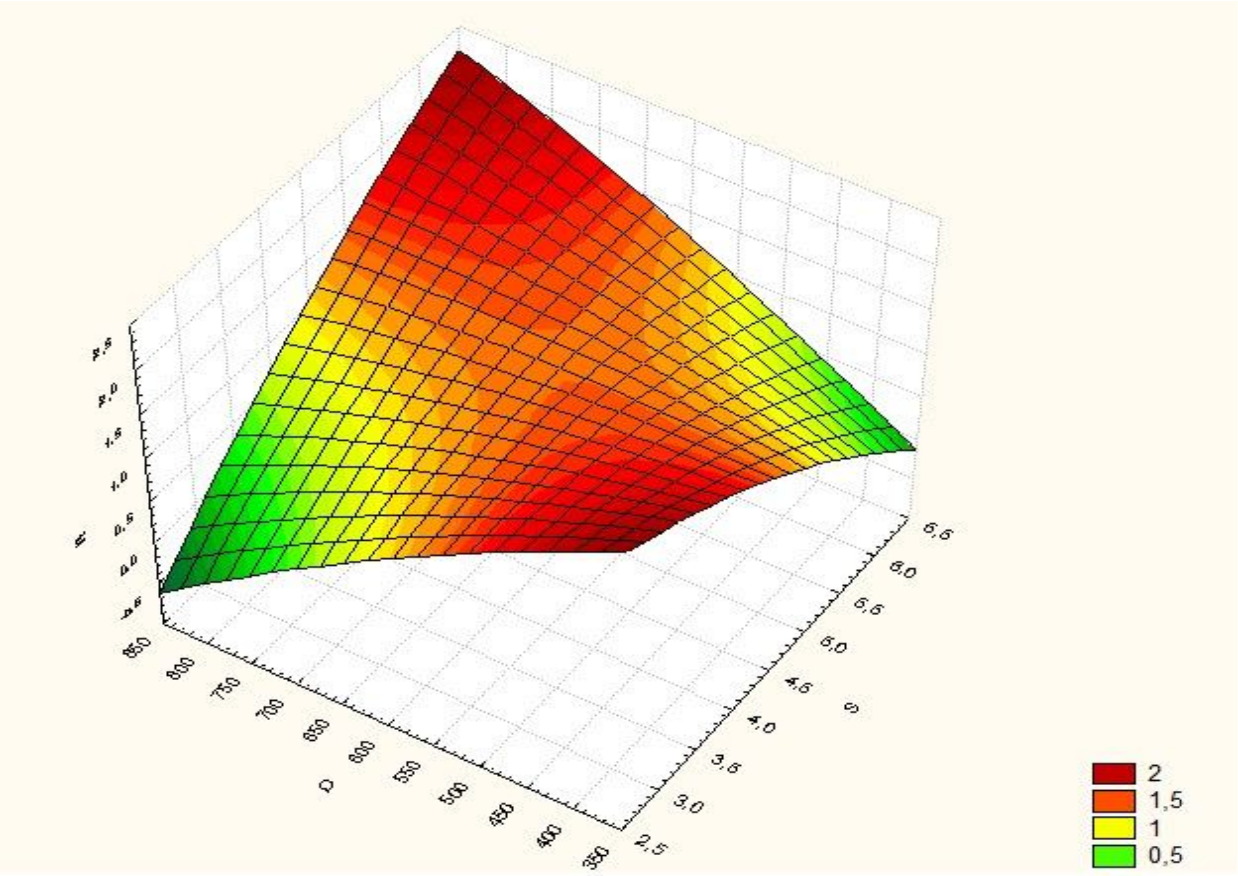


Рис. 4. Квадратичная зависимость модуля помола (M)
процесса измельчения зерна от зазора (S) и производительности (Q)

Однородность гранулометрического состава готового продукта оценивали статистическими методами, а качество измельченного ячменя сравнивали с требованиями к гранулометрическому составу измельченного продукта по ГОСТ 13496.8–72 (таблица 1) [2].

Таблица 1. Требования к гранулометрическому составу измельченного продукта

Группа	Остаток на сите, %, с отверстиями диаметром, мм			Содержание целых зерен, %
	2	3	4	
1	Не допускается	-	-	Не допускается
2	Не более 5	Не допускается	-	Не допускается
3	-	Не более 5	Не допускается	Не более 0,3
4	-	Не более 35	Не более 5	Не более 0,7

По вышеприведенным исследованиям можно сделать следующий вывод, что основными факторами, влияющими на модуль помола, являются зазор и подача материала. Так по рис. 2 видно, что при тонком

помоле (М=0,6-0,8 мм) необходимо устанавливать зазор в пределах S=3мм., а при среднем помоле (М=1,0-1,8 мм) величина зазора S=4мм, при крупном помоле (М=1,8-2,2 мм) величина зазора S=5мм.

Список литературы

1. Золотарев С.В. Ударно-центробежные измельчители фуражного зерна (основы теории и расчета) [Текст] / С.В. Золотарев.– Барнаул: ГИПП «Алтай», 2001. – 200 с.

2. ГОСТ 13496.8-72. Комбикорма. Методы определения крупности размола и содержания неразмолотых семян культурных и дикорастущих растений; введ. 1972-27-06. – М.: Издательство стандартов, 1972. – 2 .

УДК 631.363.21

Труфанов В.В., Дружинин Р.А., Яровой М.Н., Золотарев А.М.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА СТЕПЕНЬ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА В УДАРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье определены основные параметры ударно-центробежного измельчителя, влияющие на степень измельчения зерна, путем разработки схем для определения её при минимальном зазоре и зазоре не равным нулю, а также схемы перемещения зернового материала в УЦИ при зазоре меньше эквивалентного диаметра зерновки.

Ключевые слова: степень измельчения, ударно-центробежный измельчитель, зазор, зерновка, окружная скорость.

Abstract. This article lists the main parameters of shock-centrifugal crusher, influencing the degree of grinding grain, through the development of schemas to define them with minimal clearance and the clearance is not equal to zero, and also the scheme of movement of the grain material in the DRO if the gap is smaller than the equivalent diameter of the grains.

Key words: grinding, shock-centrifugal crusher, clearance, weevil, the circumferential speed.

УЦИ (рис. 1) содержит загрузочное устройство 1, в корпусе которого соосно расположены диски 6 (левый) и 8 (правый) с кольцевыми канавками в виде выступов треугольной формы и впадин в форме трапеций, на которых установлены ножи 7, выгрузное устройство 2,цилиндрический корпус 10, раму 3, электродвигателя 5, разгонных лопаток 9, задвижки 4, патрубка 12. Ножи правого диска входят во впадины левого диска с образованием зазора S. Правый диск 8 имеет загрузочные отверстия с кольцевым направителем 13 для более точной за-

грузки зернового материала в УЦИ. Диски 6,8 закреплены на валах электродвигателя с возможностью вращения в противоположные стороны. Цилиндрический корпус измельчителя закрыт кожухом [1, 2, 3].

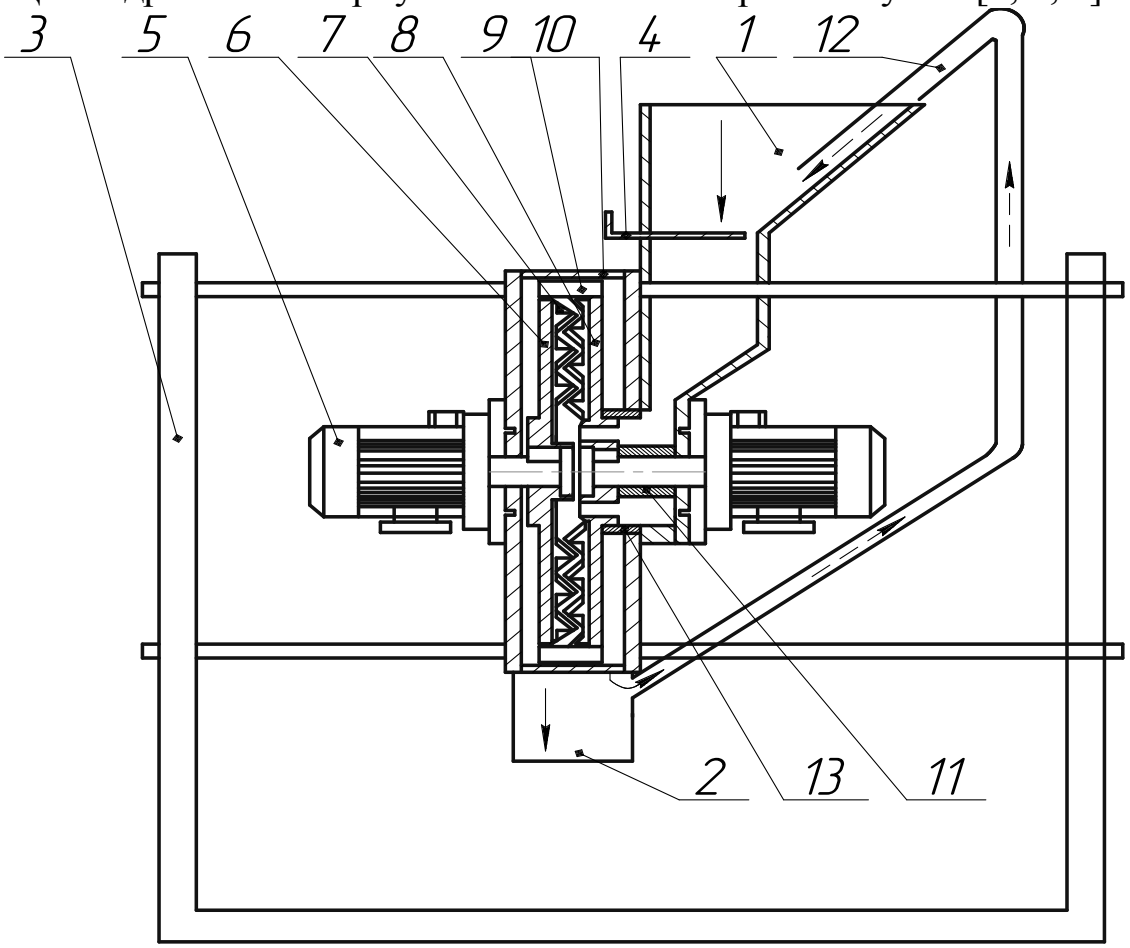


Рис. 1. Схема УЦИ:
1-загрузочное устройство, 2- выгрузное устройство, 3- рама, 4- заслонка, 5- электродвигатель, 6- диски (левый), 7- ножи, 8- диск (правый), 9- разгонные лопатки, 10-измельчитель с цилиндрическим корпусом, 11- втулка, 12- патрубок, 13- кольцевой направитель.

Для оптимального протекания процесса измельчения в УЦИ, т.е. для обеспечения скалывающего воздействия и свободного движения измельчаемых частиц с выступа одного диска на выступ другого диска, впадины канавок могут быть выполнены в форме прямоугольной трапеции с острым углом 45^0, что соответствует углу вершин треугольных выступов $\alpha = 45^0$. Диски имеют возможность перемещаться относительно друг друга в осевом направлении, изменяя при этом зазор между дисками и лопатками.

Степень измельчения зернового продукта при ударном воздействии зависит от относительного перемещения элемента массы по ножу УЦИ за промежуток времени между двумя соседними воздействиями

ножей на него. Относительное перемещение элемента массы x определяется:

$$x = \upsilon_{отн} t \ , \tag{1}$$

где $\upsilon_{отн.}$ – скорость перемещения частицы по зубу ножа, м/с;

t – время между соседними воздействиями ножей на частицу, с,

$$t = \frac{(l + \delta)}{\omega R}, \tag{2}$$

где l – длина дуги между соседними ножами, м;

δ – толщина ножа, м;

ω – угловая частота вращения, $с^{-1}$;

R – радиус вращения, м.

Исходя из рис. 2, имеем:

$$(l + \delta) = \frac{2\pi R}{z}, \tag{3}$$

где z – количество лопаток.

Совместное решение выражения (2) и (3), дает нам время между ударами:

$$t = \frac{2\pi R}{z\omega R}. \tag{4}$$

При вращении измельчающих дисков в одном направлении с постоянной угловой скоростью ω выражение (4) примет следующий вид:

$$t = \frac{\pi}{z\omega}. \tag{5}$$

Значение отсекаемой части зерновки будет равно:

$$x = \frac{\pi \upsilon_{отн}}{z\omega}. \tag{6}$$

При увеличении зазора между ножами УЦИ скалывающая часть x тоже будет увеличиваться (рис. 3):

$$x = \frac{\pi \upsilon_{отн.}}{z\omega} + S, \tag{7}$$

где S – величина зазора между ножами.

Анализируя выражение (7) видно, что величина скалываемой части зерновки зависит от количества измельчающих элементов и зазора.

При зазоре меньше чем эквивалентный диаметр частиц $d_э$, наблюдается скалывающее воздействие, а при достижении зазора равного эквивалентному диаметру зерновка раскалывается пополам. При дальнейшем движении зерновки она подвергается большему ударному воз-

действию ножей, которое зависит от окружной скорости измельчающих дисков.

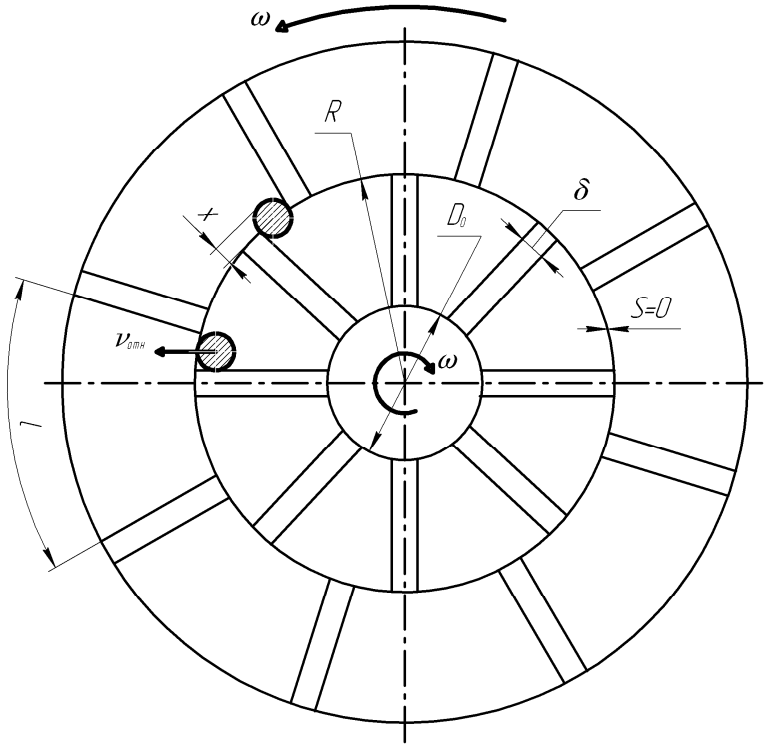


Рис. 2. Схема определения степени измельчения зерновки при минимальном зазоре

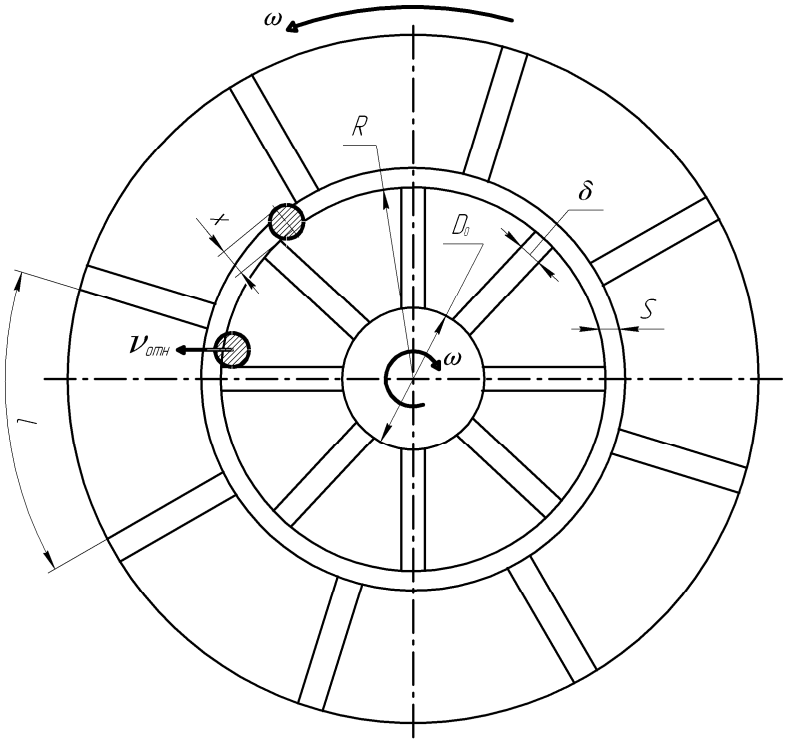


Рис. 3. Схема определения степени измельчения зерновки при зазоре не равном нулю

На рис. 4 представлена схема движение зерновки при зазоре S меньше, чем эквивалентный диаметр.

Введем обозначение: h – высота ножа, L – длина ножа, L_x – величина перемещения частицы по ножу, R_o – радиус первого конуса левого диска, R_1 – радиус первого конуса правого диска.

При сходе с ножа левого диска зерновка двигается перпендикулярно к конусу правого диска по прямолинейной траектории. Определим радиус R_1, на котором происходит контакт частицы со вторым диском.

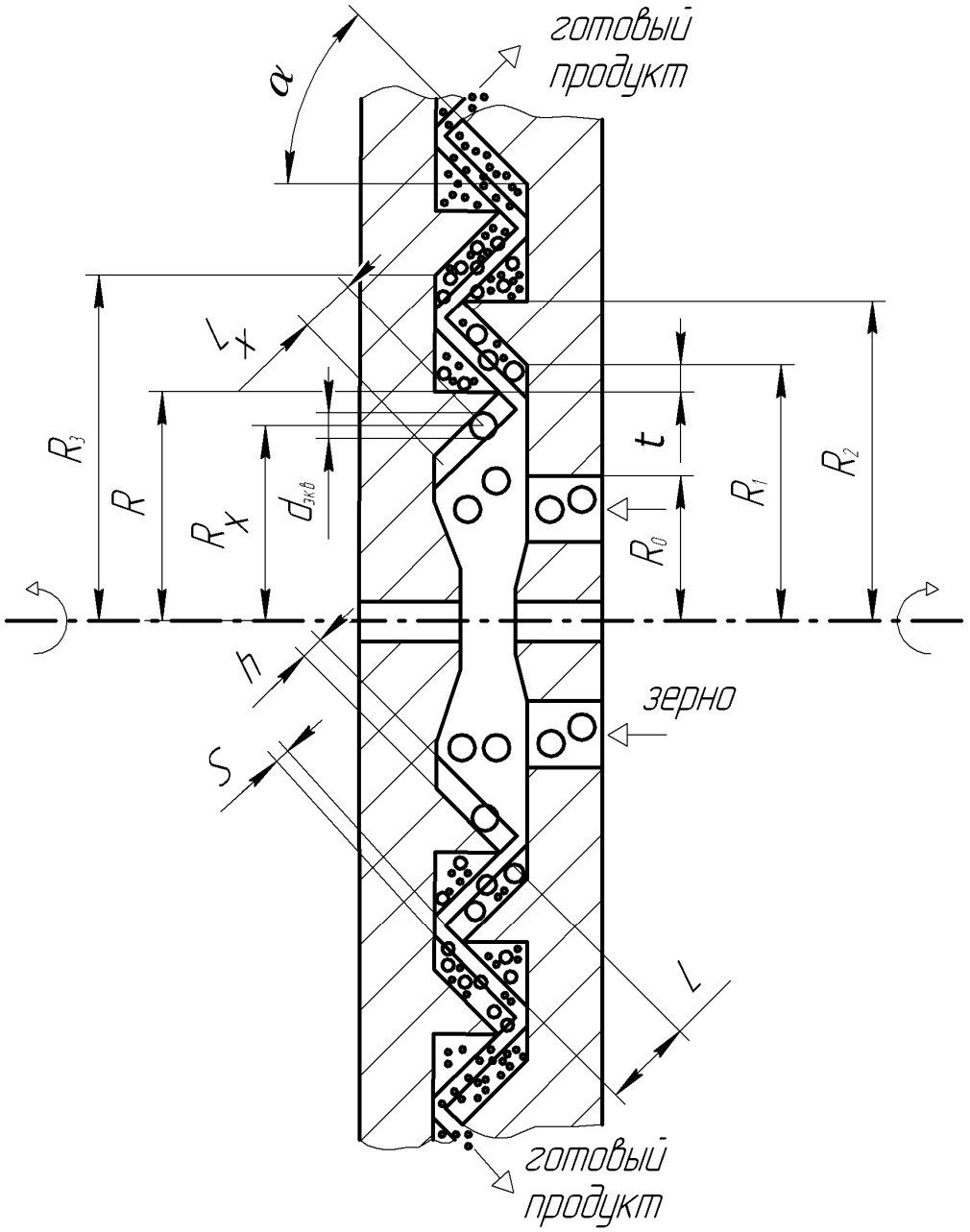


Рис. 4. Схема перемещения зернового материала в УЦИ при зазоре меньше эквивалентного диаметра зерновки

При зазоре $S<d_э$

$$R_1 = R_0 + \left(L + h + d_э\right)\sin\alpha. \quad (8)$$

Определим перемещение зернового материала по измельчающим элементам L_x:

$$L_x = \frac{R_1 + L\sin\alpha - (R_0 + (L + h + d_э)\sin\alpha)}{\sin\alpha}. \quad (9)$$

В связи с тем, что вершины конусов дисков смещены относительно друг друга, то:

$$R_1 = R + \left(h + S\right)\sin\alpha, \quad (10)$$

$$R_2 = R_1 + L\cos\alpha, \quad (11)$$

$$R_3 = R_2 + \left(h + S\right)\sin\alpha, \quad (12)$$

тогда:

$$L_x = \frac{R + L\sin\alpha - R_0 - (S + (L + h + d_э)\sin\alpha)}{\sin\alpha}. \quad (13)$$

Из полученного выражения (13) следует, что с увеличением зазора между ножами величина перемещения материала по нему будет уменьшаться и соответственно, будет уменьшаться скорость схода частиц с плоскости ножа, что в свою очередь скажется на степени измельчения зерна.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что в данной схеме измельчителя, не изменяя конструктивных и кинематических параметров, можно изменять степень измельчения материала, варьируя зазорами между ножами и окружной скоростью дисков.

Список литературы

1. Пат. 2438782 РФ, МПК B02C7/02. Устройство для измельчения сыпучих материалов / В.В. Труфанов, В.М. Опрышко, Р.А. Дружинин [и др.] – опубл. 10.01.2012. – Бюл. № 1. – 3 с.

2. Труфанов, В.В. Исследование влияния конструктивных и технологических параметров на процесс измельчения в измельчителе ударно-центробежного типа [Текст] / В.В. Труфанов, В.М. Опрышко, Р.А. Дружинин // Вестник Мичуринского филиала Российского университета кооперации: научно-производственный журнал. – 2011. – С.62-67.

3. Труфанов, В.В. Совершенствование устройства для измельчения сыпучих материалов ударно-центробежного типа [Текст] / В.В. Труфанов, В.М. Опрышко, Р.А. Дружинин // Вестник Воронежского аграрного университета: Науч. докл. и сообщения. – Воронеж: ВГАУ, 2011. – С.39-42.

УДК 621.793.7:621.43.038

Иванников В.А.[1], Чупахин А.В.[2], Коноплин А.Н.[2]

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ПЛАЗМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ ПОКРЫТИЙ ИЗ КОМПОЗИТНЫХ ПОРОШКОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДЛОЖКИ

[1]ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова», г. Воронеж
[2]ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Проведены исследования процесса нанесения плазменного покрытия на внутренние поверхности, определены оптимальные технологические режимы, позволившие получить покрытия с необходимыми свойствами.

Ключевые слова: плазменное напыление, моделирование, оптимизация, технологические режимы

Abstract. The research process of applying plasma coating on the inner surface, the optimal process conditions, which allowed to obtain coatings with desired properties.

Key words: plasma spraying, simulation, optimization, technological regimes.

Важной задачей машиностроения является обеспечение сложных поверхностей свойствами износостойкости, коррозионностойкости, теплостойкости или их комплексом. Эта задача может решаться нанесением на поверхность покрытий. Одним из наиболее перспективных способов нанесения покрытий является плазменное напыление, которое обладает целым рядом достоинств. Плазменная струя – мощный сильноконцентрированный источник тепловой энергии. Известно, что на нагрев изделия расходуется до 15 % мощности дуги плазмотрона.

Нагрев изделия осуществляется напыляемыми частицами и плазменной струей. При этом температура основы на поверхности может составлять 900...1300º С в зависимости от параметров процесса. Подобный нагрев вызывает окисление поверхностей подложки и покрытия, появление нежелательных структур в материалах, коробление изделия и отслаивание покрытия, что свидетельствует о необходимости контролируемого отвода избытка тепла от напыляемого изделия. При традиционном напылении проблема перегрева детали стоит не так остро. Наиболее часто она решается путем увеличения дистанции напыления. При этом горячий газ охлаждается и смешивается с атмосферным воздухом, а напыляемые частицы, вследствие большей тепловой инерции, не успевают кристаллизоваться.

Для напыления ограниченных по размерам внутренних поверхностей вопрос эффективного теплоотвода от изделия имеет первостепенную значимость. Это обусловлено особенностями процесса, в том числе малыми дистанциями напыления, большей концентрацией струи, что приводит к более высокой удельной мощности теплоподвода к подложке. Исследование процесса плазменного напыления на ограниченные по размеру внутренние поверхности проводилось в три этапа: моделирование процесса, позволившее наметить условия проведения опытов и задать технические параметры экспериментальной установки, экспериментальная оптимизация технологических режимов процесса и исследование свойств полученных покрытий.

Была предложена математическая модель плазменной струи для напыления с применением охлаждения подложки поперечной водно-капельной струей. Модель включает в себя следующие описания: стационарной однофазной плазменной струи; поведения дисперсной фазы в плазменном потоке; нагрева подложки гетерофазной плазменной струей; охлаждения подложки поперечной водно-капельной струей. Для описания осевого изменения параметров стационарной однофазной плазменной струи применена эмпирическая модель, полученная с использованием зависимостей Г.Н. Абрамовича для высокотемпературной воздушной струи. Распределение параметров в поперечных сечениях струи описаны с помощью профилей Шлихтинга. Поведение частиц рассматривалось в квазистационарном приближении, то есть предполагалось, что коэффициенты сопротивления и теплообмена зависят только от мгновенных значений параметров газовой фазы. Движение частиц описывалось уравнением:

$$\rho_ч \cdot \frac{dV_ч}{dt} = C_D \cdot \frac{3 \cdot \rho_г \cdot \left(V_г - V_ч\right)^2}{4 \cdot d_ч}, \qquad (1)$$

где $\rho_ч, V_ч, d_ч$ – соответственно плотность, скорость и диаметр частиц; $\rho_г$ – плотность газа; C_D – коэффициент аэродинамического сопротивления частицы, в качестве которого использовались зависимости Л.С. Клячко.

Температура частиц описывалась уравнением теплового баланса:

$$\frac{dT_ч}{dt} = \frac{6 \cdot \alpha_г}{\rho_x \cdot d_ч \cdot C_ч} \cdot \left(T_г - T_ч\right), \qquad (2)$$

где $\alpha_г$ – коэффициент теплоотдачи от плазменной струи к напыляемой частице; $C_ч$ – теплоемкость материала частицы; $T_г$ – температура газа. Коэффициент $\alpha_г$ определялся с помощью числа Нуссельта по зависимости Ранца-Маршалла.

Для оценки времени проплавления частицы использовалось уравнение:

$$\frac{dd_{пл}}{dt} = -2 \cdot \frac{\alpha_ч (T_ч - T_{пл})}{\rho_ч \cdot L_{пл}}, \quad (3)$$

где $d_{пл}$ - диаметр фронта плавления внутри частицы; $T_{пл}$, $L_{пл}$ - температура и теплота плавления материала частицы.

Плотность теплового потока к подложке:

$$q(r) = q_{m1} \cdot e^{-k1 \cdot r^2} + q_{m2} \cdot e^{-k2 \cdot r^2}, \quad (4)$$

где q_{m1}, q_{m2} - плотность теплового потока к подложке за счет конвективного теплообмена и ассоциации составляющих воздушной плазменной струи соответственно; r – радиальная координата в пятне нагрева; k_1, k_2 - коэффициенты сосредоточенности двух тепловых потоков.

Последовательность определения параметров охлаждения подложки поперечной водно-капельной струей была следующей:

1. Определение расхода воды $\dot{m}_{охл}$ из уравнения теплового баланса, с учетом теплового КПД плазмотрона и предположения о полном испарении капель.

2. Определение параметров капель (концентрация $\dot{n}_v$, размеры $d_{кап}$, скорость $V_{кап}$, время пролета через плазменную струю $\tau_{прол}$). Диаметр капель определяется из зависимости:

$$d_{кап} = 0,0079 \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt[3]{V_{кап}^{\ 2}}}, \quad (5)$$

где a – ширина сопла форсунки; $V_{кап}$ – скорость капли, определяемая из выражения:

$$V_{кап} = \frac{m_в}{\rho_в \cdot a \cdot b}, \quad (6)$$

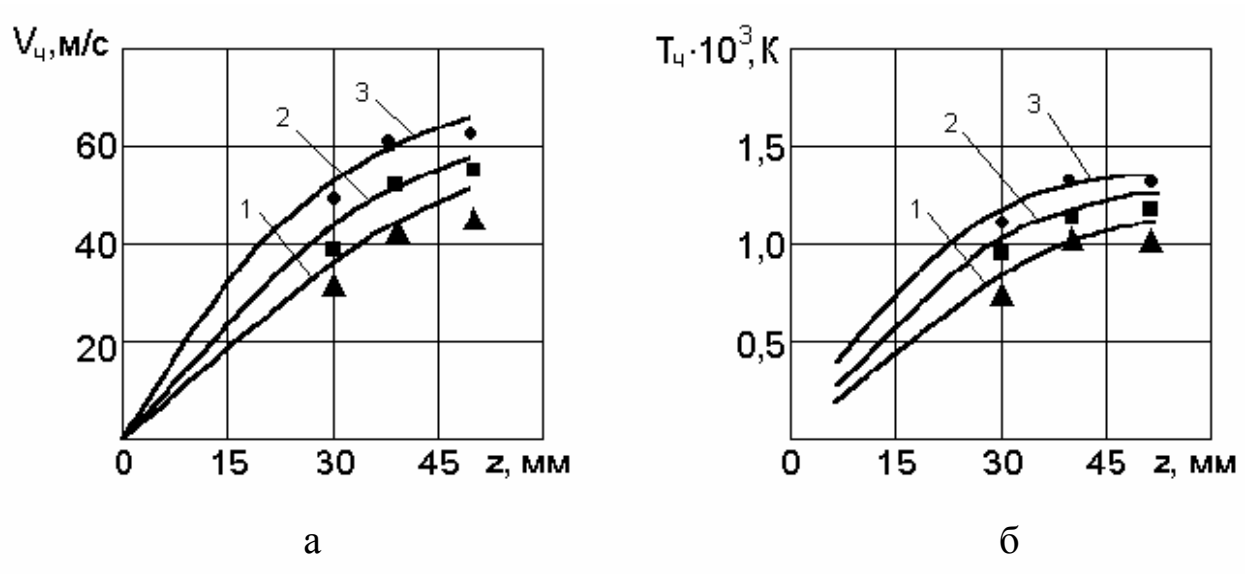
где $\rho_в$ - плотность воды, b - длина сопла форсунки.

Концентрация капель $\dot{n}_v$ на расстоянии от сопла l определяется из выражения:

$$\dot{n}_v = \frac{\dot{n}_{кап}}{V_{кап} \cdot (a + 2 \cdot l \cdot tg10^o) \cdot (b + 2 \cdot l \cdot tg10^o)}, \quad (7)$$

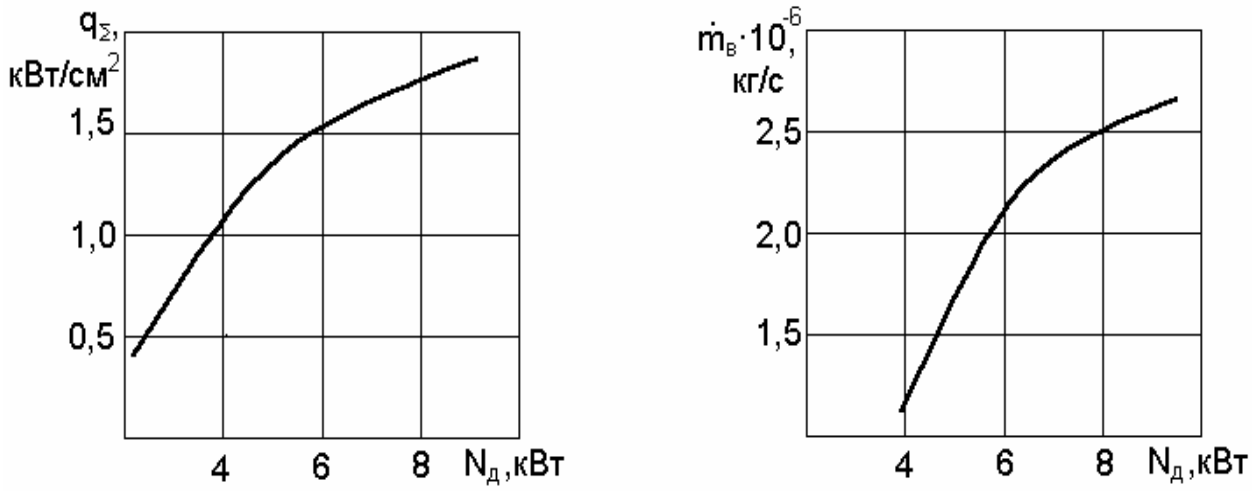
где $\dot{n}_{кап}$ – расход капель, определяемый выражением:

$$\dot{n}_{кап} = \frac{\dot{m}_в}{\rho_в \cdot (4/3) \cdot \pi \cdot r_{кап}^{\ 3}}. \quad (8)$$



а б

Рис. 1. - Изменение скорости $V_ч$ (а) и температуры $T_ч$ (б) частиц вдоль оси двухфазной струи при $Q_{возд} = 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, $Q_{проп} = 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^3/с, 1 – мощность дуги 4 кВт, 2 – мощность дуги 6 кВт, 3 – мощность дуги 10 кВт. Экспериментальные точки: ▲ - мощность дуги 4 кВт, ■ – мощность дуги 6 кВт, ● – мощность дуги 10 кВт



а б

Рис. 2. Расчетные зависимости удельного теплового потока в подложку $q_Σ$ (а) и расхода воды на охлаждение $m_В$ (б) от мощности дуги $N_Д$ плазмотрона при $Q_{возд} = 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, $Q_{проп} = 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^3/с

3. Определение времени испарения капли при пролете плазменной струи $\tau_{исп}$.

$$\tau_{исп} = 280 \cdot 10^6 \cdot r_{кап}{}^2 \cdot T_г{}^{-0,632}. \quad (9)$$

4. Оценка вероятности столкновения напыляемых частиц с каплями воды $P = P(V_{кап}, d_{кап}, N_{кап})$.

В результате расчета охлаждения были оценены параметры водокапельной струи и параметры форсунки.

Результаты расчетов показали следующее:

– при плазменном напылении на малых дистанциях (20…40 мм) с увеличением мощности дуги плазмотрона с 4 до 10 кВт наблюдается тенденция к росту скорости напыляемых частиц на 10…15 % (с 50 до 65 м/с), а температуры частиц на 15…20 % (с 1100 до 1300 К). Экспериментальное определение значений скорости и температуры частиц показало удовлетворительное соответствие с результатом расчета: отклонение экспериментальных точек относительно теоретических кривых не превышало 8…10 % (рис. 1); удельный тепловой поток в подложку концентрируется в основном в пятне напыления диаметром 10…12 мм. Величина удельного теплового потока в подложку с увеличением мощности дуги с 4 до 10 кВт возрастает на 40…50 % (с 1,1 до 1,7 кВт/см^2) (рис. 2). Тепловой поток в подложку от напыляемых частиц не превышает 10% от общего; целесообразные области параметров процесса ПНВП находятся в следующих пределах: мощность дуги плазмотрона 5…8 кВт, дистанция 25…30 мм, расход плазмообразующего воздуха $0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, расход транспортирующего пропана $0{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^3/с;

- в пределах используемых диапазонов изменения параметров процесса ПНВП целесообразно использовать щелевую (веерную) форсунку с геометрическими параметрами щели: длина 5 мм, ширина 0,1…0,2 мм. Размер получаемых капель при этом составляет 15…60 мкм;

- расход воды для охлаждения с ростом мощности дуги плазмотрона с 4 до 10 кВт увеличивается в 1,5 раза (с $1{,}096 \cdot 10^{-6}$ до $2{,}74 \cdot 10^{-6}$ кг/с) (см. рис. 2 б);

- вероятность столкновения напыляемых частиц с каплями воды находится в пределах 5…10 %.

Результаты расчетов были использованы в качестве исходных данных для разработки экспериментальной установки, на которой была осуществлена оптимизация процесса технологических режимов процесса напыления.

Для напыления покрытий использовались порошки ПГ-СР4, ПН85Ю15.

Оптимальные режимы напыления: для материала покрытия ПГ-СР4 мощность дуги плазмотрона $N_д = 7$ кВт, расход плазмообразующего воздуха $Q_{возд} = 0{,}75 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, расход транспортирующего пропана $Q_{проп} = 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^3/с, дистанция напыления l = 30 мм; для материала покрытия ПН85Ю15 мощность дуги плазмотрона $N_д = 8$ кВт, расход плазмообразующего воздуха $Q_{возд} = 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, расход транспортирующего пропана $Q_{проп} = 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^3/с, дистанция напыления l = 35 мм [1]. Покрытия обрабатывались традиционным способом и методом реверсивной обработки свободным абразивом [2].

Износостойкость покрытий при трении об абразивно-масляную прослойку определялась на машине трения СМЦ-2 по схеме "вал-втулка" и на машине возвратно-поступательного трения плоских образцов с подогревом смазочного материала до температуры 85° С. База испытаний составляла 3000 м. Перед испытанием пары прирабатывались до вступления в работу всей площади при ступенчатом повышении нагрузки с 1,25 до 3,75 МПа. Износ определяли весовым методом. Результаты испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1. Средние значения интенсивности изнашивания

Наименование покрытия	Путь трения	Скорость скольжения, м/с	Значение потери массы, г		
			Удельная нагрузка, МПа		
			1,25	2,5	3,75
Без покрытия	3000 м	0,78	0,1532	0,3104	–
		1,30	0,1789	0,3587	–
		2,60	–	–	–
ПГ-СР4 (исходное)		0,78	0,0597	0,1254	0,3209
		1,30	0,0883	0,1890	0,4974
		2,60	0,0892	0,2437	0,8612
ПН85Ю15 (исходное)		0,78	0,0704	0,1395	0,3758
		1,30	0,0764	0,3689	0,6842
		2,60	0,1276	0,4490	0,8725
ПГ-СР4 (обработанное)		0,78	0,0571	0,1173	0,2420
		1,30	0,0690	0,1420	0,3570
		2,60	0,0930	0,2287	0,7280
ПН85Ю15 (обработанное)		0,78	0,0458	0,3807	0,3719
		1,30	0,0821	0,3098	0,5879
		2,60	0,1118	0,3976	0,8226

Коэффициент трения пар уменьшается, однако у пар с материалом ПГ-СР4 при нагрузке 3,75 МПа вследствие начала задирообразования со схватыванием при нарушении смазывающего слоя коэффициент трения увеличивается.

Коэффициент трения уменьшается, очевидно, вследствие уменьшения шероховатости поверхности до определенного предела, после которого условия смазки начинают ухудшаться. Исследование профиля поверхности покрытия до и после испытаний показывает, что в процессе работы происходит заполировывание покрытия и затягивание пор. Значения коэффициента трения пар приведены в таблице 2.

Таблица 2. Коэффициент трения

Наименование покрытия	Коэффициент трения при нагрузках, МПа		
	1,25	2,5	3,75
ПГ-СР4	0,13	0,12	0,13
ПН85Ю15	0,12	0,11	0,10

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности применения предложенного способа для упрочнения и восстановления внутренних поверхностей деталей технологических машин. Использование композитных порошков, содержащих охладитель, для получения плазменных покрытий в условиях ограниченных по размеру технологических пространств и малых дистанций напыления позволяет снизить тепловую нагруженность детали, избежать появления нежелательных структур, расширить диапазон применения плазменных покрытий на деталях машин.

Список литературы

1. Сухочев, Г.А. Повышение износостойкости покрытий нагруженных деталей транспортных машин [Текст] / Г.А. Сухочев, В.А. Иванников, В.П. Смоленцев // Физика, химия и механика трибосистем: сб. науч. тр. – Иваново: ИвГУ. – 2005. – С. 68 –71.

2. Иванников, В.А. Повышение показателей качества поверхностного слоя износостойких покрытий сложного профиля [Текст] / В.А. Иванников, В.Н. Гореликов // Прогрессивные технологии и оборудование в машиностроении и металлургии: сб. науч. тр. международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию Липецкого государственного технического университета, 11-12 мая 2006 г. Ч.1. – Липецк: ЛГТУ, 2006. – С. 107 – 110.

УДК 631.362.36

Чупахин А.В., Чечин А.И.

ОБОСНОВАНИЕ СОЧЕТАНИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПИТАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ПНЕВМОИНЕРЦИОННОГО СЕПАРАТОРА С ПРИМЕНЕНИЕМ ФУНКЦИИ ЖЕЛАТЕЛЬНОСТИ И КРИТЕРИЯ ХАРРИНГТОНА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В работе представлены данные по обоснованию выбора рабочих элементов питающего устройства пневмоинерционного сепаратора. Применение для данного обоснования критерия Харрингтона позволяет сравнивать различные разноразмерные переменные и свести всю информацию к единому обобщенному показателю, значения которого в долях единицы показывают эффективность того или иного варианта решения.

Ключевые слова: критерий Харрингтона, функция желательности, рабочие элементы, питающее устройство, пневмоинерционный сепаратор.

Abstract. This paper presents the rationale for selection of work items feeding device pneumatic inertial separator. Application for the study criterion of Harrington can compare the different variables and different size to reduce the information to a single generalized indicators which in unit fractions show the effectiveness of a particular variant solutions.

Keywords: criterion of Harrington, desirability function, work items, feeding device, pneumatic inertial separator.

Эффективность технологии уборки семенников многолетних трав по способу «Невейка», с последующей обработкой на стационаре в значительной степени определяется качеством работы пневмоинерционного сепаратора. Качество разделения вороха, поступающего в пневмоинерционный сепаратор, во многом зависит от конструкции и режимов работы питающего устройства.

Поэтому в задачи исследований входило обоснование выбора сочетания рабочих элементов питающего устройства исходя из качества его работы и энергозатрат. При этом использовали три варианта вбрасывающего барабана: со стальными бичами (Б), с плоскими резиновыми ремнями (Р) и капроновыми щетками (Щ), а так же четыре конструкции деки: комбайновая (К), дека с терочной рабочей поверхностью (с возможностью сепарации) (Т), дека с сетчатой рабочей поверхностью (С) и гладкая дека (без возможности сепарации) (Г) [1].

Обоснование выбора сочетания рабочего органа вбрасывающего барабана и деки проводили путем сравнения двенадцати исследуемых вариантов по выбранным показателям, определяющим качество работы питающего устройства. Перспективным методом решения задач со многими разноразмерными переменными является сведение всей информации к единому обобщенному показателю, значения которого изменяются от нуля до единицы и который в долях единицы показывает эффективность того или иного варианта решения.

Для определения обобщенного показателя, характеризующего работу питающего устройства по всем выбранным показателям, использовали функцию желательности, применение которой заключается в том, что значение каждого фактора X_{ϕ_i} переводятся в соответствующие желательности d_i. После чего формируется обобщенный показатель желательности D (критерий Харрингтона [2]), который равен среднегеометрической желательности отдельных факторов:

$$D = \sqrt[n]{d_1 \cdot d_2 \cdot \ldots \cdot d_n}\,, \tag{1}$$

где n – число изучаемых факторов.

Функция желательности выражается уравнением:

$$d = e^{-e^{-X}}, \tag{2}$$

где X – некоторая безразмерная величина, связанная с конкретным значением фактора (X_{ϕ_i}).

Процесс вычисления показателей d упрощается, если функцию желательности записать в следующем виде:

$$d = e^{-e^{-(X-3)}}. \tag{3}$$

Для согласования значений X_{ϕ_i} на шкале факторов со шкалой OX (рис. 1) находим масштабный коэффициент:

$$M_{X_i} = \frac{X_{\max_i} - X_{\min_i}}{X_B - X_A}\,, \tag{4}$$

где $X_{\max_i}$ и $X_{\min_i}$ – соответственно максимальное и минимальное фактические значения *i*-того фактора;

X_B и X_A – соответственно согласованные со шкалой OX максимальное и минимальное значения факторов.

Согласование фактических значений факторов X_{ϕ_i}, у которых увеличение численного значения улучшает результат, со шкалой OX осуществляется по формуле:

$$X_i^n = X_A + \frac{X_{\phi_i} - X_{\min_i}}{M_{x_i}}. \quad (5)$$

А для факторов, у которых увеличение численного значения ухудшает результат по формуле:

$$X_i^o = X_B - \frac{X_{\phi_i} - X_{\min_i}}{M_{x_i}}. \quad (6)$$

Сравнение различных вариантов питающего устройства проводили по следующим показателям: N_{pn}, кВт – мощность, затрачиваемая на рабочий процесс (d_1); N_{xx}, кВт – мощность, необходимая на холостой ход (d_2); $V_{в_2}$, м/с – скорость воздушного потока, создаваемого питающим устройством (d_3); A, % – полнота обмолота (d_4); $Д$, % – дробление семян люцерны (d_5); S, % – степень сепарации семян люцерны через деку питающего устройства (d_6); $Б$, % – содержание необмолоченных бобов в ворохе прохода питающего устройства (d_7).

Функция и шкала желательности для выбора сочетания рабочих элементов питающего устройства представлена на рис. 1.

В таблице 1 представлены для всех исследуемых сочетаний рабочего органа и деки значения частных желательностей по каждому показателю, определяющему качество работы питающего устройства, а так же значения комплексного показателя качества (критерия Харрингтона) для всех возможных вариантов.

Таблица 1. Значения частных желательностей и критерия Харрингтона

Значения функции желательности, d_i.									Критерий Харрингтона, D
Барабан	Дека	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	
Б	К	0,200	0,747	0,662	0,479	0,675	1,000	0,469	0,5488
	Т	0,319	0,572	0,542	0,745	0,200	0,934	1,000	0,5421
	С	0,362	0,622	0,568	0,637	0,529	0,939	1,000	0,6324
	Г	0,539	0,393	0,410	0,346	0,766	0,200	1,000	0,4636
Р	К	0,595	0,605	0,508	0,304	0,933	1,000	0,200	0,5207
	Т	0,692	0,383	0,351	0,431	0,926	0,938	1,000	0,6190
	С	0,720	0,442	0,380	0,366	0,928	0,940	1,000	0,6282
	Г	0,800	0,200	0,200	0,200	0,940	0,200	1,000	0,3827
Щ	К	0,494	0,800	0,656	0,335	0,929	1,000	0,714	0,6652
	Т	0,613	0,653	0,531	0,515	0,924	0,941	1,000	0,7146
	С	0,636	0,696	0,554	0,472	0,927	0,946	1,000	0,7212
	Г	0,735	0,490	0,387	0,299	0,938	0,200	1,000	0,4900

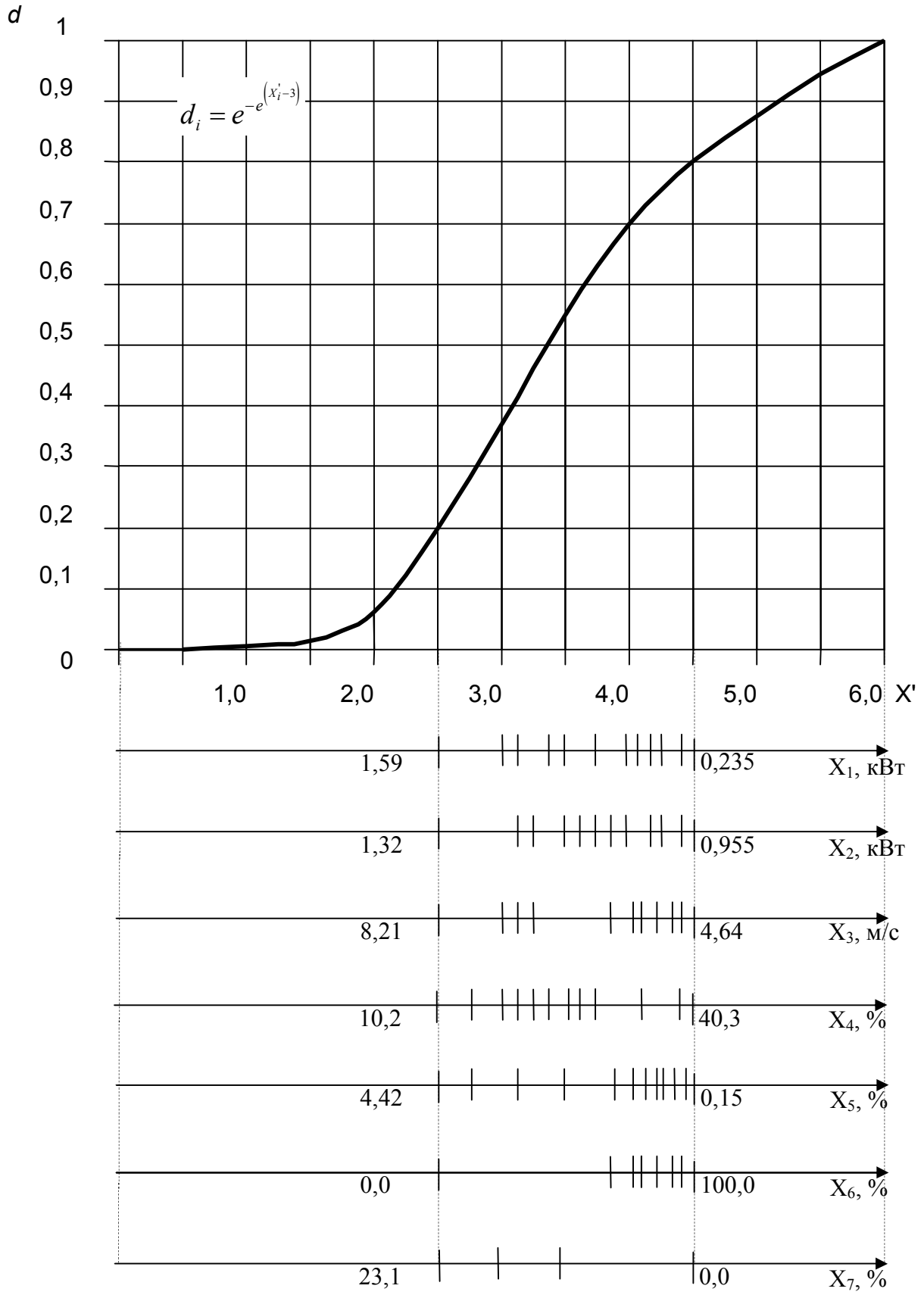


Рис. 1. Функция и шкала желательности для выбора сочетания рабочих элементов питающего устройства

Таким образом, можно сделать вывод, что наибольшее значение комплексного показателя качества работы питающего устройства (D = 0,7212), наблюдается в случае применения капроновых щеток совместно с сетчатой декой. Это свидетельствует о том, что данный вариант обеспечивает наиболее качественную работу питающего устройства.

Список литературы

1. Чупахин, А. В. Исследование влияния различных конструкций дек на работу питающего устройства пневмоинерционного сепаратора [Текст] / А.В. Чупахин // Сборник трудов ВГАУ «Совершенствование технологий и технических средств производства продукции растениеводства и животноводства», Воронеж, 1998. – С. 30-37.

2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.

УДК 637.115:636.2.034

Яловой Д.И.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗРЕЖЕНИЯ, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ РАБОТЫ СТИМУЛИРУЮЩЕ-АДАПТИВНОГО ДОИЛЬНОГО АППАРАТА НЕПРЕРЫВНОГО ДОЕНИЯ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Приведена конструкция разработанного аппарата непрерывного доения, обеспечивающего необходимую стимуляцию молокоотдачи. Аналитически установлено разряжение, необходимое для работы доильного аппарата непрерывного доения.

Ключевые слова: давление, разрежение, сосковая резина, стимуляция, сосок, доильный аппарат, рефлекс молокоотдачи.

Abstract. The design of apparatus for continuous milking that provides the necessary stimulation of milk. Analytically installed vacuum required for pressing mammillary rubber to the wall of the teat cup.

Keywords: pressure, mammillary rubber, stimulation, nipple, milking apparatus, milk ejection reflex.

Основным недостатком всех доильных аппаратов, используемых в настоящее время, является неадекватность воздействий на молочную железу по сравнению с естественными способами извлечения молока [1, 9].

Разрежение, создаваемое теленком при сосании молока в естественных условиях, гораздо меньше вакуума, необходимого для работы большинства современных двухтактных доильных аппаратов.

[4] Однако снижение вакуума до величины, создаваемой при кормлении теленка, не обеспечивает достаточной производительности аппарата. [2]

Создание доильного аппарата, работающего при меньшем разрежении и адекватного физиологии животного, но обладающего высокой производительностью, является перспективной задачей. [6]

Интерес представляют доильные аппараты непрерывного отсоса, работающие с меньшим вакуумом и полусжатой сосковой резиной, позволяющей соску частично сжиматься и не препятствовать открытию сфинктера и непрерывному истечению молока из вымени. [3].

Однако при частичном сжатии сосковой трубки не обеспечивается необходимый массаж сосков и надлежащая стимуляция молокоотдачи [7, 8].

Разработан доильный аппарат непрерывного доения, обеспечивающий реализацию стимулирующих молокоотдачу факторов [5].

Основной отличительной особенностью предлагаемого доильного аппарата является новое конструктивное исполнение доильного стакана, в котором межстенная камера разделена на две равные части, а гильза имеет дополнительный воздушный патрубок (рис. 1). Такое конструктивное исполнение доильного стакана позволяет обеспечить непрерывный отсос молока при соответствующей стимуляции молокоотдачи.

В межстенные камеры доильных стаканов подается соответственно то атмосферное давление, то разрежение, поступающее от пульсатора попарного доения. Попеременное сжатие сосковой трубки соответственно то с одной, то с другой стороны обеспечивает полноценный рефлекс молокоотдачи. Непрерывный отсос молока с одновременной стимуляцией молокоотдачи обеспечивает высокую скорость и безопасность доения аппаратом.

Для определения разрежения, необходимого для работы доильного аппарата составлена расчетная схема, представленная на рис. 2 [2].

Разрежение, необходимое для работы доильного аппарата $P_{вак}$ можно определить по формуле

$$P_{\text{вак}} = P_n + Q \ , \qquad (1)$$

где P_n - разрежение, необходимое для прижатия соска к стенке стакана, Па;

Q – разрежение, необходимое для дальнейшего одностороннего сжатия соска, Па.

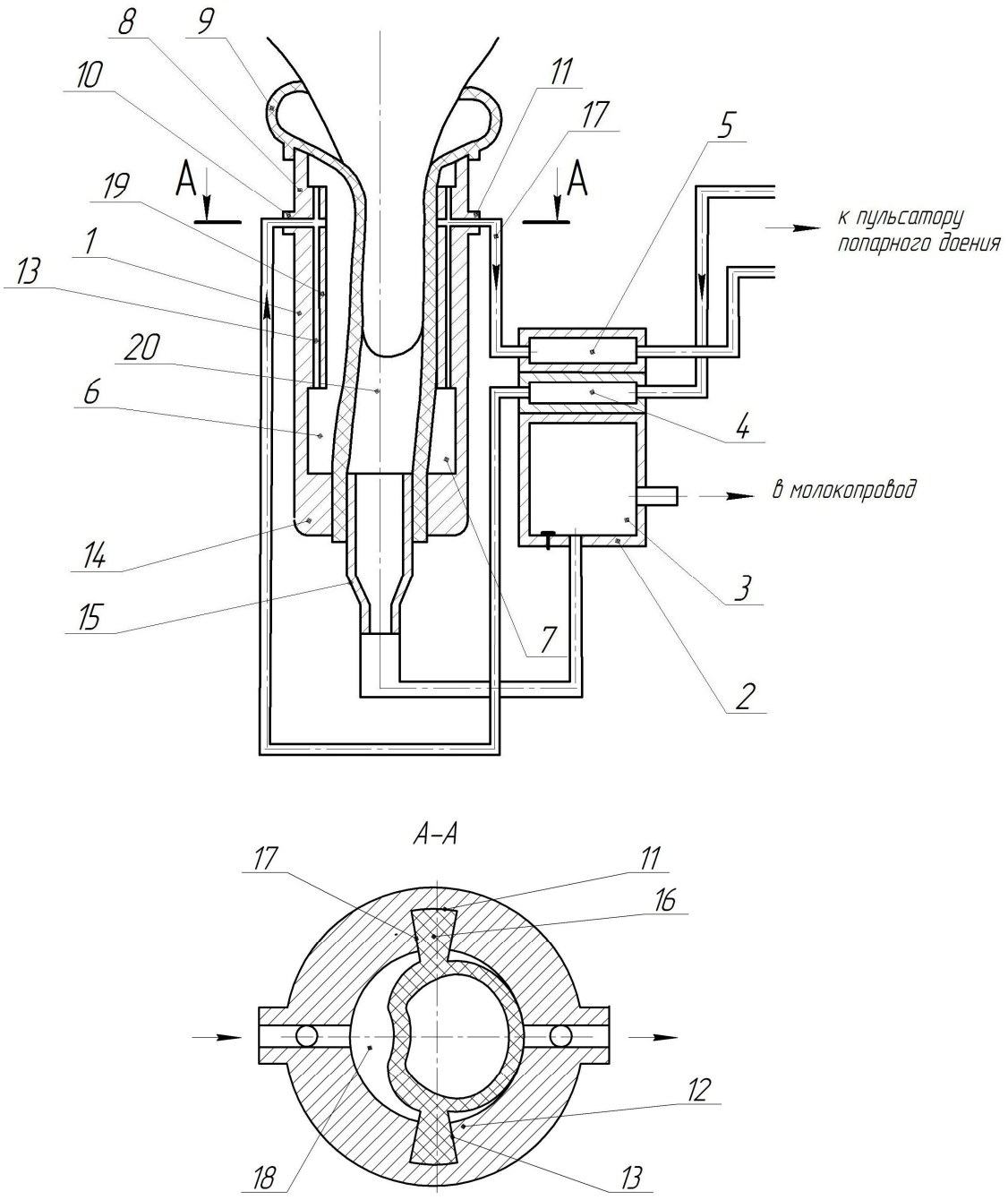


Рис. 1. Схема доильного аппарата непрерывного доения:
1 – доильные стаканы; 2 – коллектор; 3 – молочная камера; 4,5 – распределительные камеры; 6,7 – межстенные камеры; 8 – гильза; 9 – сосковую трубку; 10, 11 – воздушные патрубки; 12 – продольные выступы; 13 – трапецеидальные проточки; 14 – утолщённый бурт; 15 – смотровой конус; 16 – трапецеидальные рёбра; 17 – проточки; 18 – вогнутые участки, копирующие положение языка телёнка в момент отсасывания молока; 19 – продольные диаметральные отливы; 20 – подсосковая камера.

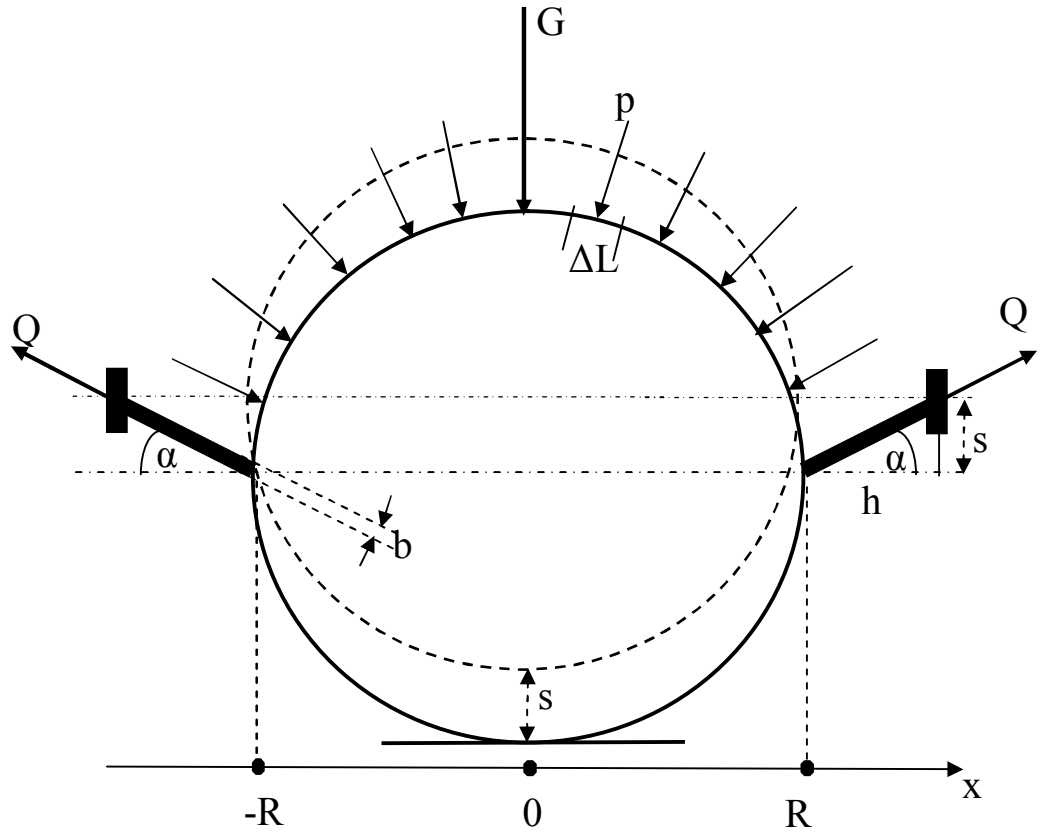


Рис. 2. Расчётная схема взаимодействия соска
с сосковой трубкой доильного стакана:

b – ширина ребра сосковой трубки, м; h – глубина ребра сосковой трубки, м; s – расстояние между сосковой трубкой и стенкой доильного стакана, м; R – внешний радиус сосковой трубки, м; p – равномерно распределенная по полуокружности нагрузка, Н/м^2; ΔL – единица длины сосковой резины, м; G – эквивалентная сила распределенной нагрузки, Н; Q – сила упругости, Н, α – угол наклона ребра крепления при смещении сосковой трубки, град.

Аналитически установлено разрежение, необходимое для прижатия соска к стенке стакана:

$$P_n = \frac{Esb}{hR}\left(1 - \frac{h}{\sqrt{s^2 + h^2}}\right). \qquad (2)$$

где E–модуль упругости резинового крепления, Па [4];

При следующих конструктивных параметрах доильного стакана: b=0,0028 м; h = 0,004 м; s = 0,0025 м; R =0,028 м; E =2,15·10^6 Па - разрежение, необходимое для прижатия соска к стенке стакана P_n составит 20,43 кПа.

Если считать прогиб резины прогибом балки на упругом основании, то согласно гипотезе Фусса – Винклера, реакция упругого основания в каждой точке пропорциональна прогибу балки.

Решение дифференциального уравнения

$$EI\frac{d^4y}{dx^4}+ky=QL_1. \tag{3}$$

где L_1 – длина балки (длина сосковой резины в рабочем положении, т.е. под действием натяжения в доильном стакане), м

представлено зависимостью

$$y(x)=e^{\beta x}(A\cos\beta x+B\sin\beta x)+e^{-\beta x}(C\cos\beta x+D\sin\beta x)+\frac{QL_1}{k}, \tag{4}$$

где y – просадка основания (прогиб резины), м;

β – коэффициент пропорциональности, равный $\sqrt[4]{\frac{k}{4EI}}\ \left[\frac{1}{\text{м}}\right]$.

Согласно [7] суммарная поперечная деформация Y определим по формуле

$$Y=\omega_c+\omega_p, \tag{5}$$

где ω_c – максимальная поперечная деформация соска, м;

ω_p – максимальная поперечная деформация сосковой резины, м.

Согласно выражению 4 максимальная поперечная деформация соска

$$\omega_c=y(L_1/2). \tag{6}$$

Для определения поперечной деформации сосковой резины воспользуемся методикой [7], состоящей в том, что относительная поперечная деформация резины равна половине относительной продольной деформации.

Аналитически установлена величина давления на сосок, определяемая по формуле:

$$P_c=k\left[y(L_1/2)+b_1\left(\frac{P_н}{2E\pi(R_2^2-R_1^2)}+\frac{1}{2L_1}\int_0^{L_1}\sqrt{1+y'(x)^2}dx-0{,}5\right)\right] \tag{7}$$

где $P_н$ – сила натяжения сосковой резины в доильном стакане, Н ($P_н$ = 60Н);

b_1 – толщина нерастянутой сосковой резины, м (b_1 = 0,0025 м).

Значение максимального прогиба соска $y(L_1/2)$ равна $Q\cdot 0{,}3333\cdot 10^{-6}$м. При Q =20 кПа максимальный прогиб соска составит 0,00666 м. Давление на сосок P_c составит 15 кПа.

В результате аналитических исследований установлено разряжение, необходимого для работы доильного аппарата непрерывного доения. При соответствующем зоотехническим требованиям давлении на

сосок *p=15-20 кПа* разряжение, необходимое для работы доильного аппарата $P_{вак}$*=40 кПа.*

Список литературы

1. Андрианов, Е.А. Совершенствование доильных аппаратов непрерывного доения [Текст] / Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // Вестник ВГАУ. – 2013. – № 4. – С. 84-93.

2. Яловой, Д.И. Обоснование давления сосковой резины на сосок вымени стимулирующего аппарата непрерывного доения [Текст] / Е.А. Андрианов, В.П. Шацкий, А.А. Андрианов, Д.И. Яловой // Техника и оборудование для села. – 2015. – № 9 (219). – С.32-36

3. Яловой, Д.И. Стимулирующий доильный аппарат непрерывного доения [Текст] / Д.И. Яловой, Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – № 9. – С. 4-6

4. Королев, В.Ф. Доильные машины [Текст] / В.Ф. Королев. – М.: Машиностроение, 1969. – С. 217-233.

5. Устройство для доения коров: пат. № 2556910 РФ; МПК A01J 5/04 / Д.И. Яловой, Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // № 2013147003/13; заявл. 21.10.2013; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 12.6. Карташов Л.П. Машинное доение коров. – М., Колос, 1982. – 301 с.

6. Андрианов, А.М. Молочная продуктивность коров в связи с совершенствованием технологий и технических средств, используемых в молочном скотоводстве [Текст] / А.М. Андрианов, Е.А. Андрианов, А.А. Андрианов. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2013. – 183 с.

7. Карташов, Л.П. Машинное доение коров [Текст] / Л.П. Карташов. – М., Колос, 1982. – 301 с.

8. Андрианов А.М. Совершенствование устройств для массажа вымени нетелей в период подготовки их к лактации /А.М. Андрианов, Е.А. Андрианов //Совершенствование процессов механизации в растениеводстве и животноводстве: сб. науч. тр. – Воронеж: ВГАУ, 2000. – С. 115.

9. Яловой, Д.И. Исследование устройств для машинного доения коров [Текст] /Д.И. Яловой, Е.А. Андрианов, А.М. Андрианов, А.А. Андрианов // Современные тенденции развития технологий и технических средств для АПК: материалы научной конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов. – Воронеж: ВГАУ, 2014. – С. 89-94.

УДК 631.362.3

Королев А.И.

СПОСОБ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В КАНАЛЕ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Рассмотренный способ регулирования скорости воздушного потока в аспирационных каналах позволяет, за счет изменения величины открытия воздухозаборного окна в любом из них, управлять скоростями воздушных потоков.

Ключевые слова: воздушный поток, канал, зерно, аспирация.

Annotation. The considered method of controlling the air flow rate in the aspiration channel allows by varying the opening of the air intake windows in any of them, control the speed of the airflow.

Keywords: air flow channel, grain, aspiration.

В зерноочистительных машинах большое распространение получают воздушные очистки с двумя последовательно установленными аспирационными системами, первая из которых выделяет из зернового вороха легковесные незерновые примеси, а вторая – щуплые, дроблённые и биологически неполноценные зерновки. В таких воздушных системах машин, вентилятор работает на две аспирации: первую и вторую [1]. При этом расход воздуха а, следовательно, и скорость воздушного потока, в каналах аспираций различны в зависимости от частоты вращения вентилятора. Общий расход воздуха в таких системах равен сумме расходов в первой и второй аспирации.

$$Q_{общ} = Q_1 + Q_2 , \quad (1)$$

где Q_1 – расход воздуха в первой аспирации, м^3/с;

Q_2 – расход воздуха во второй аспирации, м^3/с.

Расход воздуха в канале зависит от его размеров и скорости воздушного потока

$$Q_1 = V_1 \cdot F_1 , \quad (2)$$

$$Q_2 = V_2 \cdot F_2 , \quad (3)$$

где V_1, V_2 – скорости воздушного потока в первой и второй аспирации, м/с;

F_1, F_2 – площадь сечения каналов сепарации, м^2.

При изменении воздушного потока в одном из каналов аспирации с помощью известных способов, т.е. дроссельными заслонками, изменяется сопротивление в канале и как следствие нагрузка на вентилятор. Поэтому, рассмотрим способ регулирования скорости воздушного по-

тока, регулировочным окном расположенным выше зоны сепарации, позволяющий не изменяя режима работы вентилятора, уменьшать скорость воздушного потока в каком – либо канале аспирации.

Для подбора вентилятора кроме расхода воздуха и потерь давления в аспирационном канале, необходимо рассчитать гидравлическое сопротивление пневмосистемы, которое в общем, виде составляет [2]

$$\Delta P = \Delta P_{о.к} + \Delta P_{ос.к} + \Delta P_{оч.} + \Delta P_{д} + \Delta P_{вх.}, \quad (4)$$

где $\Delta P_{о.к}$ – общие потери давления в канале, Па;

$\Delta P_{ос.к.}$ – потери давления в осадочных камерах, Па;

$\Delta P_{оч.}$ – потери давления в очистителе воздуха, Па;

$\Delta P_{д}$ – потери давления на выходе из пневмосистемы, Па,

$\Delta P_{вх.}$ – потери давления на входе в пневмосистему, Па.

Потери давления $\Delta P_{о.к}$ в аспирационном канале обусловлены преодолением трения воздуха о стенки каналов, на местные сопротивления, на преодоление сопротивления зернового вороха, на перемещение и удаление примесей [2,3,4].

$$\Delta P_{о.к} = \Delta P_{тр.} + \Delta P_{мес.} + \Delta P_{уд.} \quad (5)$$

Потери давления на трение определяют по формуле

$$\Delta P_{тр.} = \lambda \frac{L}{d_{пр.}} \Delta P_{d}, \quad (6)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения;

L – длина трубопровода, м;

$d_{пр}$ – приведенный диаметр воздухопровода, м.

Для определения коэффициента трения, можно воспользоваться формулой Блесса

$$\lambda = 0{,}0125 + \frac{0{,}0011}{d}. \quad (7)$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений зависят от многих факторов и их можно определять по формуле [2,3,4]

$$\Delta P_{мес.} = \zeta \cdot \Delta P_{д}, \quad (8)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления, который принимается по справочникам.

Сопротивление зернового слоя зависит от свойств вороха (культура, влажность, засорённость и т.д.), способа ввода и удельной нагрузки на канал. Это сопротивление меняется от 0 до 40 Па в зависимости от зерновой нагрузки.

Потери давления на перемещение и удаление примесей определяют по формуле

$$\Delta P_{уд.} = \rho \cdot g \cdot h \cdot \mu_{вр.}, \quad (9)$$

где h – высота подъёма, м;

ρ – плотность воздуха, кг/м^3;

$\mu_{вр}$ – коэффициент массовой концентрации вороха.

Потери давления в осадочных камерах принимают равными динамическому давлению в рабочей зоне пневмосепарирующего канала, т.е.

$$\Delta P_{ос.к.} = \frac{\rho \cdot V_к^2}{2}. \quad (10)$$

Сопротивление воздухоочистителя определяют по формуле [2,3,4]

$$\Delta P_{оч.} = \zeta_{оч.} \frac{\rho V_{вх.}^2}{2}, \quad (11)$$

где $\zeta_{оч}$ – коэффициент местного сопротивления воздухоочистителя,

$V_{вх}$ – скорость воздуха на входе в воздухоочиститель.

Зная расход воздуха в зерноочистительной машине и потери давления, выбирают тип, серию и размер вентилятора по известным методикам, а также определяют мощность электродвигателя.

Ввиду того, что потери давления на трение, перемещение и удаление примесей, потери давления в осадочной камере, воздухоочистителе и на входе и выходе из машины при установившемся режиме работы практически не меняются и остаются в рассчитанных или измеренных значениях, поэтому их в дальнейшем рассматривать не будем. Потери давления в канале сепарации можно определить по формуле

$$\Delta P_к = \xi_к \cdot \frac{\rho \cdot V_к^2}{2}, \quad (12)$$

где ξ_k – коэффициент местных сопротивлений,

ρ – плотность воздуха, кг/м^3;

$V_к$ – скорость воздушного потока в канале, м/с.

Подставив в выражение 12 вместо скорости воздушного потока расход, получим

$$\Delta P_к = \xi_к \cdot \frac{\rho \cdot Q_к^2}{2F_к^2}, \quad (13)$$

где $Q_к$ – расход воздуха в канале, м^3/с;

$F_к$ – площадь поперечного сечения канала аспирации, м^2.

Зависимости 12 и 13 можно применить и к регулировочному окну.

$$\Delta P_{Рег.ок} = \xi_{рег.ок} \cdot \frac{\rho \cdot Q^2_{рег.ок}}{2F^2_{рег.ок}}, \qquad (14)$$

где $\Delta P_{рег.\ ок.}$ – потери давления в регулировочном окне, Па;

$\xi_{рег.\ ок.}$ - коэффициент местных сопротивлений, в регулировочном окне;

$Q_{рег.\ ок.}$ – расход воздуха через регулировочное окно, $м^3/с$;

$F_{рег.\ ок.}$ – площадь регулировочного окна, $м^2$.

При установившемся режиме работы вентилятора машины, потери давления ΔP_k в канале сепарации и в регулировочном окне $\Delta P_{рег.\ ок.}$ будут одинаковыми, поэтому

$$\xi_к \cdot \frac{\rho \cdot Q^2_к}{2F^2_к} = \xi_{рег.ок} \cdot \frac{\rho \cdot Q^2_{рег.ок}}{2F^2_{рег.ок}}. \qquad (15)$$

Принимая во внимание, что плотность воздуха в канале и регулировочном окне одинаковая, после преобразований и сокращений получим

$$\xi_к \cdot \frac{Q^2_к}{Q^2_{рег.ок}} = \xi_{рег.ок} \cdot \frac{F^2_к}{F^2_{рег.ок}}. \qquad (16)$$

Из полученной формулы 16 определяем отношение расходов воздуха в канале и регулировочном окне

$$\frac{Q_к}{Q_{рег.ок}} = \frac{F_к}{F_{рег.ок}} \cdot \sqrt{\frac{\xi_{рег.ок}}{\xi_к}}. \qquad (17)$$

Для определения скорости воздушного потока в канале сепарации и регулировочном окне после сокращений получаем зависимость

$$\frac{V_к}{V_{рег.ок}} = \sqrt{\frac{\xi_{рег.ок}}{\xi_к}}. \qquad (18)$$

Из полученной формулы видим, что отношение коэффициентов местных сопротивлений равняется отношению квадратов скоростей воздушного потока.

По полученной зависимости 17 можно определять геометрические размеры регулировочного окна в зависимости от необходимого режима работы канала очистки зерна.

Рассмотренный способ регулирования скорости воздушного потока в аспирационных каналах позволяет, за счет изменения величины открытия воздухозаборного окна в любом из них, управлять скоростями воздушных потоков. Такой способ регулирования скорости позволяет быстро и удобно устанавливать нужный режим работы воздушной очистки зерноочистительной машины. Для реализации этого способа предложено техническое решение, защищенное Патентом РФ.

Список литературы

1. Тарасенко, А. П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке [Текст] / А.П. Тарасенко. – Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003. – 331 с.

2. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – 2- ое изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.

3. Королев, А.И. Определение скорости воздушного потока в каналах зерноочистительной машины [Текст] / А.И. Королев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 10. – С. 26.

4. Шацкий, В.П. Регулирование скорости воздушного потока в аспирационных каналах зерноочистительной машины [Текст] / В.П. Шацкий, В.И. Оробинский, А.И. Королев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – №.9 – С.3-4.

УДК 631.333.6

Дьячков А.П., Бровченко А.Д.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВНЕСЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация: Приведено обоснование целесообразности использования двухфазной технологии внесения твердых органических удобрений в современных условиях сельскохозяйственного производства. Выявлены конструктивные и технологические недостатки в работе серийных валкователях-разбрасывателях (РУН-15Б, РУН-Ф-15В). С целью устранения выявленных недостатков предложены усовершенствованные технологическая схемы (двухфазная технология) предусматривающие использование погрузчика непрерывного действия и кузовного разбрасывателя удобрений с распределяющими рабочими органами роторного типа.

Ключевые слова: двухфазная технология, валкователь-разбрасыватель, роторные рабочие органы, твердый навоз, внесение удобрений.

Abstract: The rationale for the use of a two-phase technology Solid organic manure in the present conditions of agricultural production. Identified structural and technological deficiencies in the production rake-spreaders. In order to eliminate the identified deficiencies are proposed to improve the technological scheme (two-phase technology) involving the use of continu-

ous truck bodywork Spreader with distributing the working bodies of the rotary type.

Keywords: two-phase technology, rake-spreader, rotary working organs, solid manure, fertilizer.

Как показывает научный и практический опыт земледелия, получение высоких урожаев сельскохозяйственных культур возможно только при оптимальных показателях плодородия почвы. Одним из основных факторов повышения плодородия является использование органических удобрений, в частности твердого навоза.

Для поддержания бездефицитного баланса гумуса на поля нашей страны необходимо ежегодно накапливать и рационально использовать не менее 800 млн. тонн органических удобрений, что в среднем составляет 6,5-7 т/га посевной площади [1]. По данным Федеральной службы государственной статистике в 2013 г. объем вносимых органических удобрений составил всего 55,7 млн. т., т.е. менее 0,13 т/га посевной площади [2].

Основными причинами создавшейся ситуации является снижение поголовья животных, а также высокие затраты денежных средств при внесении удобрений. Последнее привело к тому, что большинство хозяйств, имея в наличии органические удобрения, используют для их внесения недопустимые методы (приемы), с точки зрения агротехники (вывоз удобрений кучами на поля и их разравнивание с помощью бульдозерной техники). Этот способ внесения подкупает своей простотой, но резко снижает эффективность использования удобрений.

В связи с этим возникает необходимость в применении высокопроизводительных технологических схем и технических средств, которые бы обеспечивали качественное внесение удобрений с минимально возможными затратами труда и средств.

В настоящее время, для внесения твердых органических удобрений, можно использовать различные технологические схемы: прямоточную, перевалочную, перегрузочную и двухфазную.

Основными преимуществами прямоточной технологии являются: отсутствие операций по разгрузке транспортных средств в поле, формирование буртов, погрузка навоза из буртов в разбрасыватель, хорошее качество распределения удобрений по полю. Все это снижает затраты труда и средств.

К недостаткам этой технологии относятся следующие факторы: низкая производительность разбрасывателей, что приводит к увеличению их количества, чтобы выполнить заданный объем работ в агротех-

нические заданные сроки; сравнительно большие затраты труда и средств на сооружение прифермских навозохранилищ.

Использование перевалочной технологии приводит к увеличению количества операций производственного процесса. Добавляются такие операции, как перегрузка удобрений, складирование их в бурты и еще одна погрузка в технологические машины.

Несмотря на это можно отметить ряд преимуществ перевалочной технологии в отличие от прямоточной:

– при такой технологии сокращаются сроки внесения, так как возрастает производительность машин непосредственно на внесении за счет уменьшения радиусов перевозки удобрений;

– сглаживается период напряженных сельскохозяйственных работ;

– повышается годовая загрузка транспортных средств общего назначения за счет их привлечения для вывозки удобрений;

– для внесения используют дешевые малотоннажные машины и энергосредства;

– уменьшаются объемы прифермских навозохранилищ и связанные с этим капитальные затраты на их сооружение;

– улучшается общее санитарное состояние ферм.

В конечном итоге, применение перевалочной технологии увеличивает затраты средств на 15…20%, причем здесь не учтены еще потери питательных веществ навоза, связанные с транспортировкой и дополнительной погрузкой; затраты, связанные с расчисткой дорог в зимнее время и строительством небольших навозохранилищ.

Технология со специализацией функций производственного процесса называется перегрузочной. В настоящее время известны три разновидности этой технологии в зависимости от нахождения перегрузочного устройства: перегрузочное устройство базируется на транспортном средстве (САЗ-3508); перегрузочное устройство базируется на технологической машине (РПН-4); автономная перегрузочная машина (передвижная или стационарная эстакада, погрузчик непрерывного действия МПК-Ф-1(ПНД-250).

Несовершенство данных видов перегрузочной технологии подтверждается тем, что низкорамный разбрасыватель РПН-4 и различные виды стационарных и передвижных эстакад (из-за большой металлоемкости и низкой технической надежности) не получили широкого распространения и были сняты с производства.

По нашему мнению, в современных условиях хозяйствования для внесения твердого навоза выгодно использовать двухфазную технологию, так как она обладает рядом существенных преимуществ:

– во-первых, это большая производительность валкователей-разбрасывателей (типа РУН-15Б, РУН-Ф-15В), что позволяет вносить требуемое количество удобрений за относительно короткий срок;

– во-вторых, можно осуществить заблаговременную транспортировку удобрений, «растянуть» эту операцию во времени и, следовательно, более рационально загрузить транспортный парк;

– в-третьих, это отсутствие жесткой связи между разбрасывателями и транспортными средствами.

Однако существенным недостатком этой технологии является высокая неравномерность распределения навоза конструкциями серийных валкователей-разбрасывателей.

Обзор и анализ научной литературы показал, что причинами низкого качества работы таких машин является несовершенство конструкций как валкообразующих, так и распределяющих устройств. Проведенные многочисленные исследования, в том числе и на кафедре эксплуатации МТП Воронежского ГАУ, позволили добиться достаточно хороших результатов работы распределительных рабочих органов роторного типа [3].

Что же касается валкообразующих устройств, то этот вопрос до сих пор остается открытым. На процесс валкообразования затрачивается большое количество энергии, потому что агрегату приходится частично или полностью перемещать кучи удобрений большой массы. Кроме того, при использовании на вывозке удобрений большегрузных транспортных средств грузоподъемностью более 4 т., внесение удобрений приходится осуществлять в три приема, что приводит к резкому снижению производительности выполняемых работ. После прохода валкообразователя остается спрессованный слой удобрений толщиной от 10 до 18 см.

Как показывают исследования ряда авторов при массе вывозимых куч навоза более 3 т. валкообразователь не может формировать однородный валок, что приводит к значительным нарушениям дозы и равномерности внесения удобрений, а работа разбрасывателя при внесении удобрений с дозой 10…20 т/га в таких случаях практически невозможна.

Попытки создать более работоспособные конструкции валкователей до сих пор не увенчались успехом.

На основании обзора проведенных исследований касающихся совершенствования двухфазной технологии можно выделить несколько ее известных разновидностей, которые не нашли широко применения в силу ряда существенных недостатков и недостаточной практической проработки. Анализ выполненных работ показал, что перспективным на-

правлением совершенствования данной технологической схемы является отказ или устранение фазы валкообразования в том виде, в котором эта фаза реализуется на серийных разбрасывателях.

С целью устранения вышеперечисленных недостатков на кафедре эксплуатации МТП предложены усовершенствованные технологические схемы внесения твердого навоза. Сущность данных технологий заключается в следующем (рис. 1).

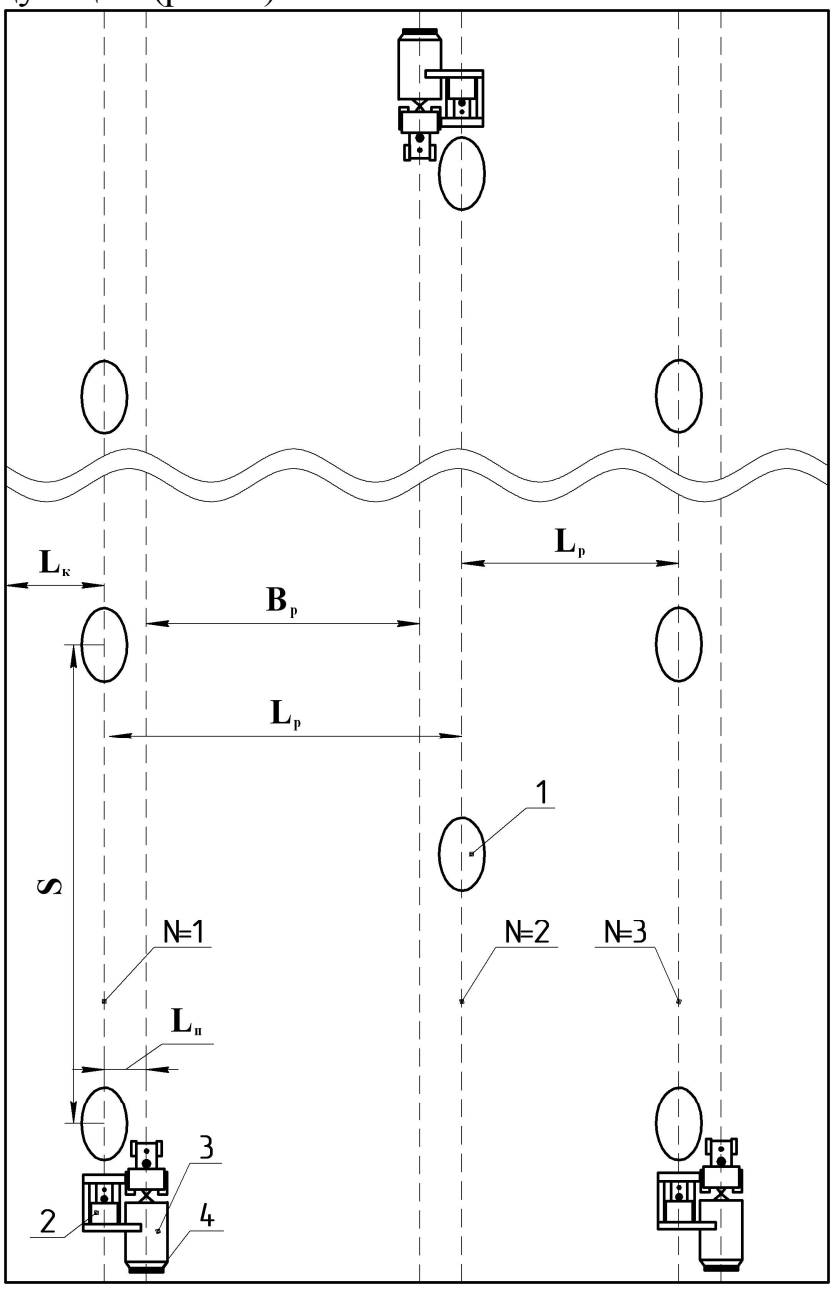


Рис. 1. Усовершенствованная двухфазная технология:
S – расстояние между кучами в ряду; $B_р$ – рабочая ширина внесения удобрений; $L_к$ – расстояние между краем поля и первым рядом куч; $L_р$ – расстояние между рядами куч; $L_п$ – расстояние между продольными осями погрузчика непрерывного действия и кузовного разбрасывателя; 1 – кучи удобрений; 2 – погрузчик непрерывного действия; 3 – кузовной разбрасыватель удобрений; 4 – рабочие органы роторного типа

Удобрения заблаговременно вывозят с мест хранения самосвальными транспортными средствами и укладывают в кучи 1 рядами N = 1, 2, 3…n (где n – количество рядов куч на поле) по полю согласно предварительной разметке. Если при транспортировке удобрений используются транспортные средства различной грузоподъемности, то поле предварительно разбивают на участки.

При разметке поля расстояние $L_к$ от края поля до первого ряда куч N = 1 выбирают из условия

$$L_к = \frac{B_р}{2} \mp L_п . \quad (1)$$

При этом, знак «–» соответствует началу внесения удобрений с левой стороны поля, а знак «+» соответствует началу внесения удобрений с правой стороны поля. При дальнейшей разметке поля расстояние $L_р$ между соседними рядами куч N = 1, 2, 3…n, выбирают согласно выражению

$$L_р = B_р \pm (-1)^N \cdot (2 \cdot L_п), \quad (2)$$

где N – коэффициент рядности.

При этом, знак «+» соответствует началу внесения удобрений с левой стороны поля, а знак «–» соответствует началу внесения удобрений с правой стороны поля. Коэффициент рядности может принимать значение N = 1, 2, 3…n, где n – количество рядов куч на поле. Расстояние S между центрами соседних куч 1 в рядах N = 1, 2, 3…n, определяется грузоподъемностью транспортного средства для транспортировки удобрений, их дозой внесения и рабочей шириной захвата $B_р$ кузовного разбрасывателя 3.

В период внесения по ряду I куч 1 движется погрузчик непрерывного действия 2 типа МПК-Ф-1 (ПНД-250), осуществляющий выгрузку удобрений на правую сторону по ходу движения. При подъезде к куче 1 удобрений погрузчик 2 выполняет подбор, измельчение и загрузку удобрений в рядом движущийся кузовной разбрасыватель 3 типа ПРТ-10 (ПРТ-16), оснащенный распределяющими рабочими органами роторного типа 4, обеспечивающих рабочую ширину распределения удобрений $B_р$ не ниже чем у роторных валкователей-разбрасывателей типа РУН-15Б, РУН-Ф-15В. После загрузки всей массы кучи 1 удобрений, погрузчик 2 перемещается к следующей куче 1. Одновременно с этим, на некотором расстоянии от погрузчика 2, движется разбрасыватель 3, при этом осуществляя распределение удобрений из кузова с помощью распределяющих рабочих органов роторного типа 4. Далее цикл работы повторяется.

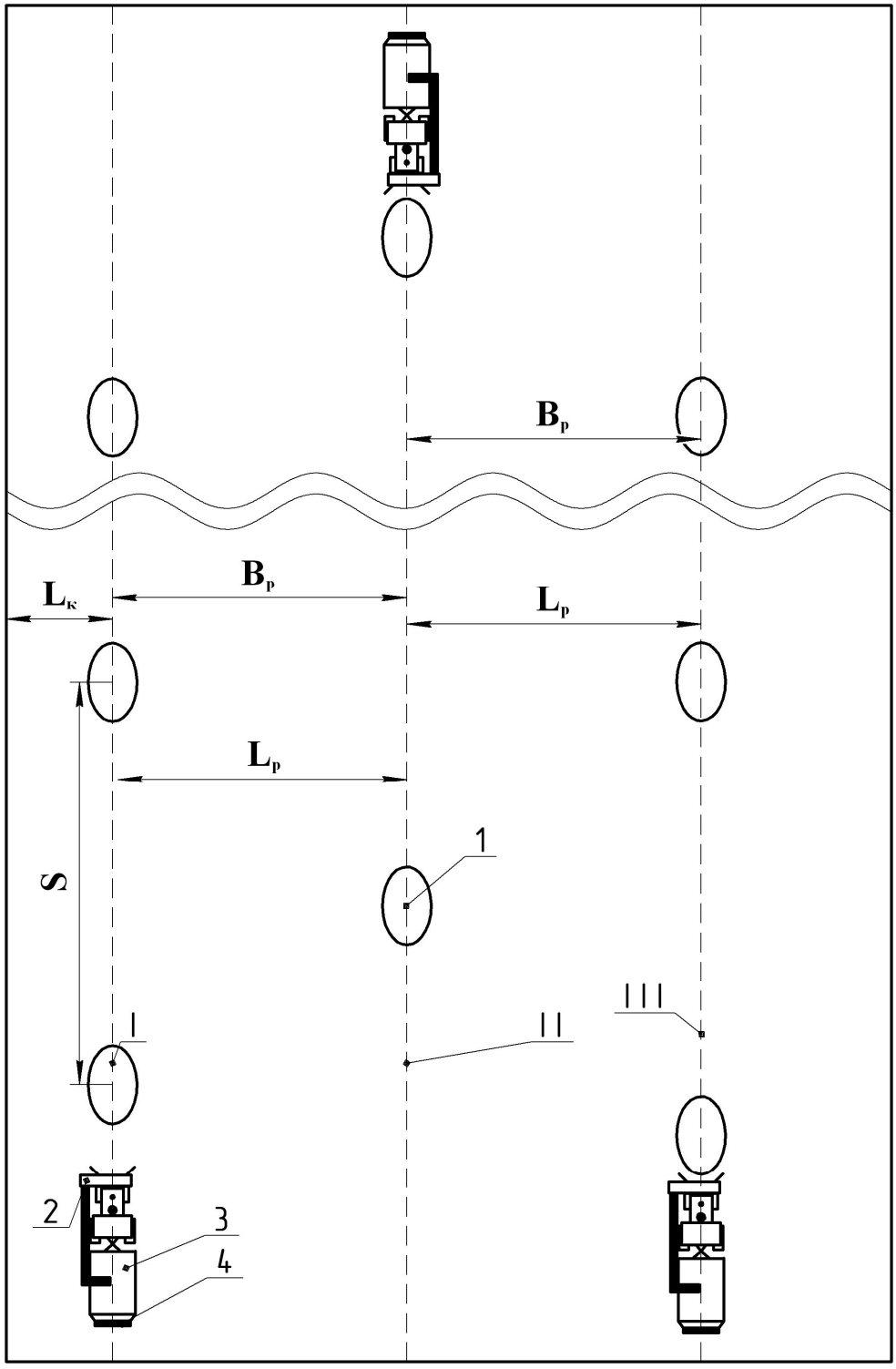


Рис. 2. Усовершенствованная двухфазная технология:
S – расстояние между кучами в ряду; $B_р$ – рабочая ширина внесения удобрений; $L_к$ – расстояние между краем поля и первым рядом куч; $L_р$ – расстояние между рядами куч; $L_п$ – расстояние между продольными осями погрузчика непрерывного действия и кузовного разбрасывателя; 1 – кучи удобрений; 2 – погрузчик непрерывного действия, установленный на тракторе; 3 – кузовной разбрасыватель удобрений; 4 – рабочие органы роторного типа.

При реализации предложенной технологии кузовной разбрасыватель будет выступать в качестве компенсатора, что позволит использовать на вывозке навоза транспортные средства любой грузоподъемности. Наличие дополнительной операции в данном случае будет компенсироваться тем, что кучу удобрений разбрасыватель не будет толкать по полю и формировать валок, а будет перекатывать в собственном кузове.

Вторая предложенная технология (рис. 2) отличается от рассмотренной выше тем, что погрузочное оборудование устанавливается на трактор с которым будет агрегатироваться разбрасыватель. Тем самым исключается использования отдельного погрузочного агрегата.

Целесообразность использования данных технологий предусматривает в дальнейшем решение таких вопросов как разработка имитационной модели процесса внесения удобрения, разработка работоспособной конструкции роторных рабочих органов, которые будут устанавливаться на кузовном разбрасывателе, обеспечивающих распределение удобрений на требуемую ширину внесения, соответствующее агротехническим требованиям; и ряд других вопросов.

Список литературы

1. Личман, Г.И. Научно-технические решения проблемы повышения эффективности машинных технологий применения органических удобрений: автореф. дис. … докт. техн. наук / Г.И. Личман; Всерос. НИИ механ. и электр. с.х. – М., 1999. – 54 с.

2. Основные показатели сельского хозяйства в России в 2013 году // Федеральная служба государственной статистики (РОСТАТ), Главный межрегиональный центр (ГМЦ РОССТАТА). – М., 2014. – 68.

3. Дьячков, А.П. Результаты теоретических и экспериментальных исследований многолопастных рабочих органов роторного типа для распределения твердого навоза [Текст] / А.П. Дьячков, В.П. Шацкий, А.Д. Бровченко, Н.П. Колесников // Лесотехнический журнал. – 2013. – №3 (11). – С.134 – 143.

УДК 631.333.5

Глазков В.И., Следченко В.А., Потомкин Д.Е.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТХОДОВ ПРОИЗВОДСТВА В КАЧЕСТВЕ МЕЛИОРАНТА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье рассмотрены виды известковых материалов и предлагается использовать известьсодержащие отходы промышленных производств для снижения кислотности почвы. Описана предлагаемая конструкция модернизированного рабочего органа центробежного типа. Приведены результаты экспериментальных исследований модернизированных рабочих органов центробежного типа при внесении мелиорантов.

Ключевые слова: кислотность почвы, известковые материалы, рабочие органы центробежного типа.

Abstract. The article describes the types of lime materials and it is proposed to use lime industrial wastes to reduce soil acidity. Described the proposed design of the modernized working body of the centrifugal type. The results of experimental research modernized the working bodies of the centrifugal type when adding ameliorants is presented.

Keywords: acidity of soil, lime materials, the working bodies of the centrifugal type.

По данным агрохимической службы ФГБУ ГЦАС «Воронежской», в Центрально-Черноземной зоне свыше 5 млн. га кислых почв. Из них в Воронежской области более 800 тыс. га. Низкое естественное плодородие кислых почв ведет к ежегодному значительному недобору урожая сельскохозяйственных культур. Для повышения их плодородия используются известковые материалы.

Действие известковых удобрений на агрохимические свойства почвы и урожай сельскохозяйственных растений определяется их химическим и гранулометрическим составом. Пригодность материала для применения его в качестве известкового удобрения зависит от его химических, физических и технологических свойств, а также от твердости и плотности размалываемой породы.

Известковые материалы, используемые в настоящее время, подразделяются на три группы:

- промышленные известковые удобрения;
- местные известковые материалы;
- известковые отходы промышленности.

Промышленные известковые удобрения специально изготавливаются на промышленных предприятиях из пород с высоким содержанием

углекислого кальция и магния, но кроме $CaCO^3$ и $MgCO^3$ природные материалы содержат примесь песка и глины, из-за наличия которых снижается их ценность как сырья для производства известковых удобрений. К тому же из-за высоких цен на эти материалы производители сельскохозяйственной продукции не всегда могут их использовать.

К местным известковым материалам относятся известковый туф, гажа, мергель, мел и т.д., которые получают из рыхлых (мягких) карбонатных пород вблизи мест их внесения. По своей эффективности они не уступают промышленным известковым удобрениям. При этом все виды местного известкового материала практически не требуют предварительного размола. Поэтому добыча таких материалов обходится гораздо дешевле. Кроме того, они имеют более высокое содержание углекислого кальция, содержат углекислый магний, фосфор, калий.

В качестве альтернативы с теми же качественными показателями можно использовать отходы промышленности, такие как отходный (химический) мел (карбонат кальция), получаемый при производстве комплексных минеральных удобрений, либо дефекат – отход свеклосахарного производства. При этом решаются сразу две народнохозяйственные задачи: повышается плодородие кислых почв и утилизируются отходы производства, что ведет к увеличению урожайности сельскохозяйственных культур и улучшению экологической обстановки. К тому же по эффективности известковые отходы промышленности нередко превосходят остальные известковые материалы, так как кроме $CaCO^3$ содержат в своем составе минеральные вещества и при этом являются наиболее дешевым материалом, практически не требующим дополнительной обработки [1].

Поскольку физико-химические свойства этих отходов производства несколько отличаются от свойств известковых материалов промышленного производства и местных известковых материалов, доза их внесения значительно выше и колеблется в пределах 0,3 – 0,85 кг/м^2. Для распределения известковых материалов по поверхности почвы наиболее эффективно показывают себя машины для внесения минеральных удобрений с рабочими органами центробежного типа. Однако применение этих машин на внесении отходов производства без их модернизации тоже затруднено, так как качественные показатели их работы при этом не соответствуют современным агротехническим требованиям. При использовании серийных рабочих органов неравномерность распределения карбоната кальция по поверхности почвы составляет 39,4% [2], а дефеката – 63,2% [3], что соответствует рабочей ширине внесения 2 – 11 м.

Для решения данной проблемы сотрудниками кафедры эксплуатации МТП Воронежского ГАУ был разработан новый рабочий орган центробежного типа для серийных машин внесения минеральных удобрений типа РУМ (МВУ) (рис. 1). Новизна данного технического решения подтверждена патентом РФ №2281640 [4].

Конструкция модернизированного рабочего органа состоит из серийного конусного диска 1 с неподвижными желобчатыми лопатками 2 на верхней его поверхности. На нижней поверхности диска установлены дополнительные подвижные лопатки 3, которые выступают за пределы его окружности. Кроме того, эти лопатки подпружинены упором 4 и имеют возможность автоматического изменения первоначального угла их установки в зависимости от количественного значения подачи материала на рабочий орган. Динамическое изменение угла установки дополнительной лопатки позволяет снивелировать пульсацию подачи материала на рабочие органы и стабилизировать частоту вращения рабочих органов. Выступающие за поверхность серийного диска части дополнительных лопаток дают возможность распределять материал, который попадает в междисковое пространство.

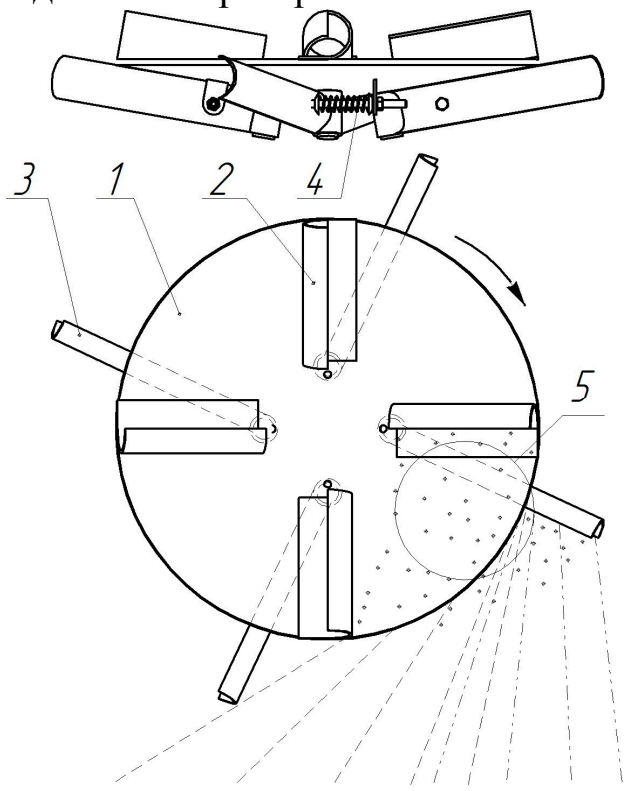


Рис. 1. Схема модернизированного рабочего органа центробежного типа и подачи на него материала:
1 – конусный диск; 2 – желобчатая лопатка (основная);
3 – дополнительная лопатка (подвижная); 4 – пружинный упор;
5 – зона подачи материала

Для подтверждения данной гипотезы были изготовлены опытные образцы рабочих органов и проведена их экспериментальная проверка. Агротехническая оценка модернизированных рабочих органов проводилась согласно ОСТ 70.7.1-82 [5]. Основным критерием оценки качественных показателей работы рабочих органов центробежного типа была неравномерность распределения материала по поверхности поля и рабочая ширина захвата. Производственная проверка проводилась на внесении карбоната кальция при подаче материала на рабочие органы в пределах 8 – 25 кг/с. Кроме того, изменялось место подачи (положение делителя потока) и угол установки дополнительных лопаток (-15˚, 0, +15˚).

Эти исследования показали, что при изменении частоты вращения серийного и модернизированных рабочих органов, либо при кратковременном изменении количества подаваемого на них материала, секторы рассева смещаются, что ведет к увеличению неравномерности распределения материала по ширине прохода агрегата (рис. 2) [6].

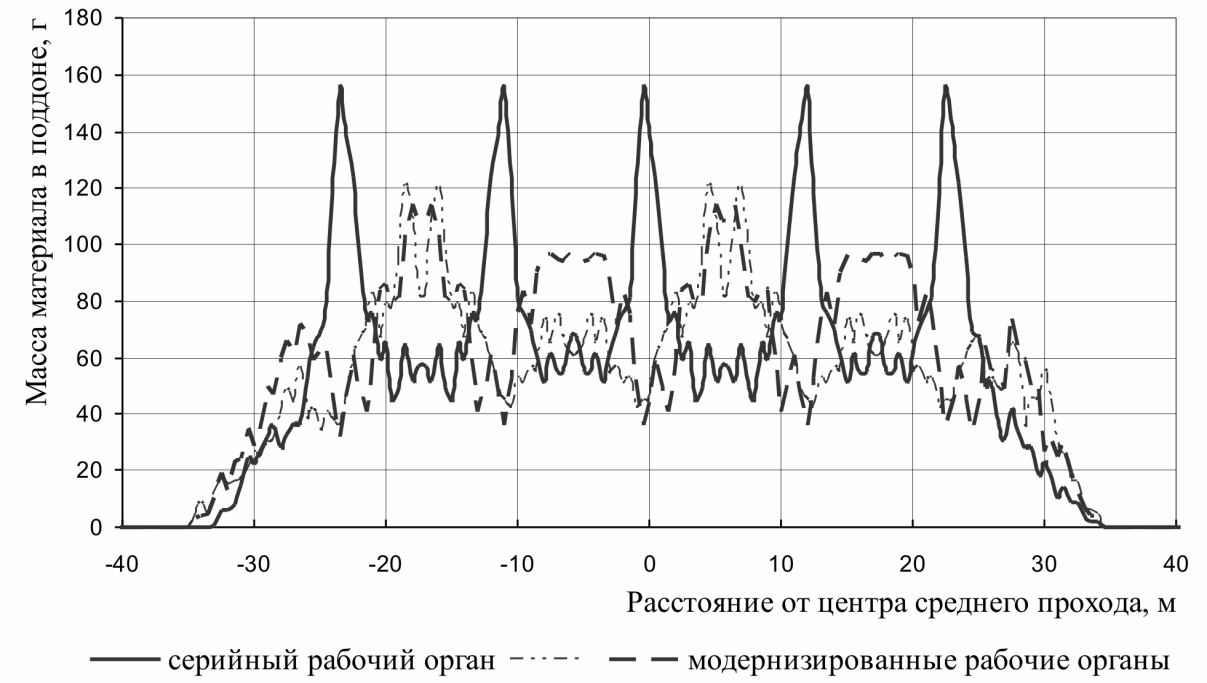


Рис. 2. Схема распределения мелиоранта рабочими органами центробежного типа на пяти проходах агрегата

Модернизированные рабочие органы в этих условиях ведут себя несколько иначе. При нарушении нормального режима работы секторы рассева от основных лопаток смещаются, а дополнительные лопатки компенсируют изменение угла рассева материала за счет изменения угла их установки. При этом суммарный сектор рассева материала по поверхности почвы практически не изменяется, что приводит к увеличе-

нию качества распределения известковых материалов по поверхности почвы.

Результаты экспериментов были обработаны методами математической статистики с использованием разработанной программы «Наложение» в среде электронных таблиц Excel [7] и представлены в виде таблицы 1.

Таблица 1. Сводные результаты экспериментальных исследований модернизированных рабочих органов центробежного типа

Наименование показателя	Секундная подача материала, кг/с		
	8,56	17,34	25,56
1. Общая ширина внесения, м	25	24	25
2. Рабочая ширина внесения, м	14,5	15	15
3. Неравномерность на рабочей ширине внесения, %	23,7	24,4	24,1
4. Доза внесения, кг/м^2	0,29	0,58	0,85

Данные таблицы показывают, что в диапазоне доз внесения от 0,29 до 0,85 кг/м^2 модернизированные рабочие органы обеспечивают рабочую ширину внесения мелиорантов от 14,5 до 15 м при соблюдении агротехнически допустимой неравномерности распределения не более 25%.

Список литературы

1. Следченко, В.А. Совершенствование технологического процесса распределения известьсодержащих материалов центробежным разбрасывателем: дисс…. канд. техн. наук: 05.20.01 / Следченко В.А. – Воронеж, 2012. – 141 с.

2. Глазков, В.И. Новый рабочий орган на внесении мелиорантов [Текст] / В.И. Глазков, В.А. Следченко // Мировой опыт и перспективы развития сельского хозяйства: Материалы междунар. конференции, посвящ. 95-летию ФГОУ ВПО ВГАУ / ФГОУ ВПО ВГАУ. – 2008. – С. 173-175.

3. Дьячков, А.П. Теоретические исследования технических средств и операционной технологии внесения дефеката [Текст] / А.П. Дьячков, Н.П. Колесников, В.И. Глазков // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2002. - № 5. – С. 220-234.

4. Патент №2281640 Российская Федерация, МПК7 А 01 С 17/00. Рабочий орган центробежного разбрасывателя удобрений / Дьячков А.П., Глазков В.И., Следченко В.А.; заявл. 22.03.05.

5. ОСТ 70.7.1-82. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для внесения твердых минеральных удобрений, известковых материалов и гипса. Программа и методы испытаний: Сборник. – Взамен

ОСТ 70.7.1-74; Введ. 01.04.83 до пересмотра. – М.: Госкомсельхозтехника СССР, 1983. – 64 с.

6. Глазков, В.И. Теоретические предпосылки создания рабочего органа центробежного типа для внесения известковых материалов [Текст] / В.И. Глазков, В.А. Следченко, С.Т. Перегудов // Перспективные технологии, транспортные средства и оборудование при производстве, эксплуатации, сервисе и ремонте: Сб. науч. тр. /Воронежская гос. лесотехническая академия. – Воронеж, 2006. – Вып. 1. – С. 149-153.

7. Колесников, Н. П. Использование ЭВМ при определении неравномерности внесения удобрений и мелиорантов [Текст] / Н.П. Колесников, А.П. Дьячков, А.Д. Бровченко // Перспективные технологии, транспортные средства и оборудование при производстве, эксплуатации, сервисе и ремонте: Межвуз. сб. науч. тр. /ВГЛТА. – Воронеж, 2007. – Вып. 2. – С. 120-124.

УДК 631.816.31:631.879:656.025

Колесников Н.П., Колесник Д.Е., Колесников В.Н.

ОБЗОР И АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСПОРТНО-РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ И МЕЛИОРАНТОВ (НА ПРИМЕРЕ ДЕФЕКАТА)

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье проведен обзор и анализ существующих технологических схем транспортно-технологического процесса внесения удобрений и мелиорантов и выбраны наиболее рациональные варианты применительно к условиям внесения такого мелиоранта как дефекат.

Ключевые слова: транспортно-технологический процесс, технологические схемы, технологии, способы внесение, мелиоранты, удобрения, дефекат, кислотность почв.

Abstract: the review and analysis of existing technological schemes of transport and technological process of fertilizers and meliorants and selected the most rational options with respect to terms of making a meliorant such as defecation.

Keywords: transport and technological process, technological schemes, technologies, ways of spreading, ameliorants, fertilizers, defecation, soil acidity.

К основным проблемам земледелия России можно отнести деградацию пахотных почв. Из 222 млн. га сельскохозяйственных угодий

около 125 млн. га подвержены эрозии, 47 млн. га имеют повышенную кислотность, 74 млн. га загрязнены токсинами, в т. ч. тяжелыми металлами, 16 млн. га засолены, 74 млн. га подвержены опустыниванию, а 5 млн. га – подтоплению. В ЦЧР доля пашни с повышенной кислотностью составляет 51% [1].

По состоянию на 1 января 2012 года, площади кислых почв в Воронежской области составили 621,6 тысячи гектаров, или 29 процентов к обследованной площади пашни. Из них сильнокислые почвы занимают 3,6 тысячи гектаров, среднекислые – 116 тысяч гектаров, и слабокислые – 502 тысячи гектаров [2]. Причем темпы прироста площадей кислых почв по ЦЧЗ составляют 0,6% в год [3].

Треть пахотных земель имеет повышенную кислотность, поэтому восстановить их плодородие возможно лишь путем известкования. Известкование улучшает структуру почвы, повышает эффективность применения минеральных и органических удобрений, улучшает качество получаемой продукции [4].

Для решения этих задач следует обратить внимание на использование такого отхода сахарного производства как дефекат и возможность его применения как мелиоранта и удобрения на слабокислых чернозёмных почвах. В свежем дефекате содержится до 60% влаги, но после подсушивания на заводе влажность падает до 20…30% , он становится сыпучим и в таком виде его можно использовать для внесения.

Дефекат содержит в основном углекислый кальций $CaCO_3$ — 60…85% на сухое вещество, до 15% органического вещества, 0,7…0,8% азота, 0,2…0,9% фосфора, 0,5…1,0% калия. По сравнению с традиционным известкованием, дефекат выгодно отличается дешевизной и относительно небольшими затратами на транспортировку к месту внесения, при условии доставки в хозяйства транспортными средствами, которые вывозят свеклу на сахарный завод. Его применение позволяет более экономно использовать минеральные и органические удобрения [3].

По предварительным подсчетам, только по Воронежской области на полях фильтрации сахарных заводов накопилось свыше 15…20 млн. т дефеката [5]. Накопление такого количества этого мелиоранта привело к тому, что на многих заводах возникают трудности с его утилизацией. В то же время тысячи гектаров земли в нашей области требуют срочного известкования.

Для решения данной проблемы необходимо выбрать наиболее рациональную технологию, которая позволит с минимальными затратами использовать дефекат для нейтрализации кислотности почв.

В настоящее время известны следующие способы (технологии) внесения удобрений и мелиорантов (рис. 1).

Прямоточный способ. При этом способе (схема склад – поле) мелиоранты от мест складирования к местам внесения доставляют транспортно-технологическими машинами в едином неразрывном потоке (рис. 1, вариант 1). В связи с тем, что распределение следует непосредственно за транспортированием, для выполнения всего объема работ в агротехнические сроки (особенно при больших расстояниях) требуется значительное число машин, что не всегда может быть приемлемо с точки зрения рационального их использования.

Прямоточная схема предусматривает, что доставляет и распределяет удобрения одна и та же машина. По этой схеме работают главным образом прицепы-разбрасыватели. Однако при больших расстояниях перевозки значительно снижается их производительность.

Перевалочный способ. При этом способе (схема склад – бурт – поле) операции по выполнению технологического процесса разделяются на два этапа с разрывом по времени: доставка, выгрузка мелиорантов и складирование их в полевые бурты; погрузка из буртов и внесение в заданные агротехнические сроки. Бурты формируют на краю поля (рис. 1, вариант 2).

Перевалочный способ включает в себя дополнительные операции (перегрузка мелиорантов, складирование их в бурты и погрузка из буртов в период их внесения) и значительных преимуществ, уменьшающих затраты труда и средств, не дает. Преимущества этой схемы проявляются, если при транспортировке мелиорантов использовать скоростные транспортные средства большой грузоподъемности. Для осуществления этого способа требуется наличие свободных площадей для размещения буртов. Однако такой способ сокращает сроки внесения, так как возрастает производительность машин непосредственно на внесении за счет уменьшения радиусов перевозки, сглаживается период напряженных сельскохозяйственных работ, повышается годовая загрузка транспортных средств общего назначения за счет их привлечения для перевозки мелиорантов, для внесения можно использовать недорогие малотоннажные машины и энергосредства, позволяющие снизить грузооборот (по сравнению с прямоточной схемой).

Для внесения некоторых видов мелиорантов, в том числе и дефеката, можно также использовать **двухфазную технологическую схему**. По этой схеме дефекат вывозят в поле транспортными средствами общего назначения, раскладывают там в определенном порядке кучами и в период внесения распределяют по поверхности поля валкователями-разбрасывателями типа РУН-15В (рис. 1, вариант 3).

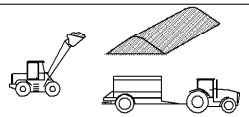
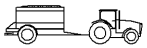
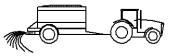
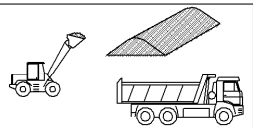
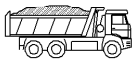
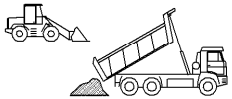
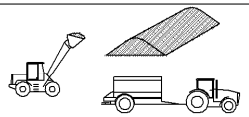
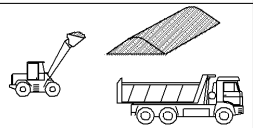
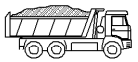
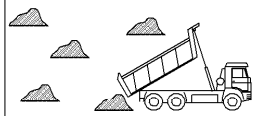
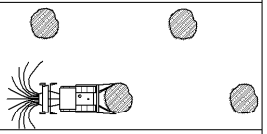
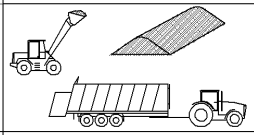
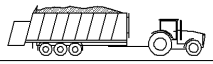
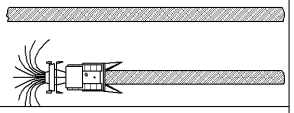
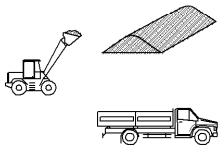
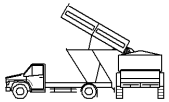
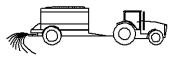
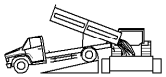
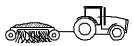
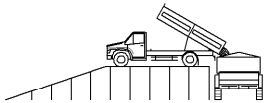
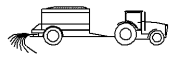
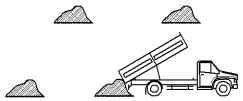
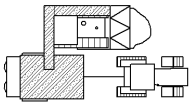
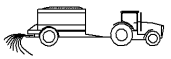
Название схемы	Варианты	Наименование операций				
		Погрузка на заводе	Транспортировка	Выгрузка и формирование бурта	Погрузка из бурта, перегрузка	Распределение
Прямоточная	1					
Перевалочная	2					
Двухфазная	3					
	4					
Перегрузочная	5					
	6					
	7					
	8					

Рис. 1. Технологические схемы внесения удобрений и мелиорантов

Следует учитывать, что качество распределения мелиорантов валкователями-разбрасывателями значительно ниже, чем кузовными машинами, так как при вытяжке валка из куч наблюдается неравномерность его размеров, вследствие чего возникает большая неравномерность распределения по ширине полосы рассева.

По мнению авторов ряда работ [6, 8], совмещение операций валкообразования и распределения удобрений при разбрасывании куч больших масс практически невозможно, а многократные проходы по кучам снижают эффективность работы агрегата. Поэтому при поверхностном внесении дефеката целесообразно разделение операций валкообразования и распределения валков (рис. 1, вариант 4).

Перегрузочная технология. В настоящее время известны три разновидности перегрузочной технологии в зависимости от нахождения перегрузочного устройства: перегрузочное устройство базируется на транспортном средстве (ГАЗ-САЗ-2504) (рис. 1, вариант 5); перегрузочное устройство базируется на технологической машине (РПН-4) (рис. 1, вариант 6); автономное перегрузочное устройство (рис. 1, вариант 7).

Установка перегрузочного устройства на транспортной или технологической машине усложняет её конструкцию, а, следовательно, снижает техническую надежность и приводит к снижению грузоподъемности машины.

Однако все эти виды перегрузочной технологии, как показывают результаты исследований, имеют один существенный недостаток - наличие жесткой связи между транспортными и технологическими машинами, как по времени, так и по грузоподъемности, что приводит к снижению производительности машин.

Эти недостатки исключаются при использовании самоходного автономного перегрузочного устройства [7].

Учитывая это, кафедрой эксплуатации МТП ВГАУ предлагается новый вид перегрузочной технологии, сущность которой заключается в следующем.

Дефекат с полей фильтрации сахарных заводов доставляется большегрузными автомобильными самосвалами до обрабатываемого поля и раскладывается на его поверхности в ряд куч с интервалом, зависящим от грузоподъемности разбрасывателя, его рабочей ширины захвата и дозы внесения (рис. 1, вариант 8).

Погрузчик МПК-Ф-1, перемещаясь вдоль этого ряда куч, производит загрузку рядом идущего разбрасывателя, который затем распределяет дефекат по полю в направлении, перпендикулярном рядам куч. Первый ряд укладывается по краю поля, второй и последующие - параллельно ему. При этом транспортные средства, доставляющие дефе-

кат в поле, каждый раз перемещаются по одному и тому же следу вдоль формируемого ряда куч.

При работе на участке одного МПК-Ф-1 разбрасыватель одну половину кузова распределяет, двигаясь от погрузчика, а вторую, - двигаясь после поворота к погрузчику, тем самым предельно сокращая холостые пробеги. При использовании двух погрузчиков, работающих индивидуально на соседних валках, весь кузов дефеката распределяется при движении от одного погрузчика до другого [8].

Исходя из анализа существующих технологий внесения удобрений и мелиорантов, учитывая условия использования дефеката, можно сделать вывод, что при его внесении следует использовать, прежде всего, перевалочную и перегрузочную технологии.

Вносить дефекат по прямоточной технологии нецелесообразно из-за малого радиуса ее применения. А вопрос использования двухфазной технологической схемы остается открытым и требует дополнительного изучения.

Список литературы

1. Стекольников, К. Е. Влияние длительного применения удобрений и мелиоранта на гумусное состояние чернозема выщелоченного [Текст] / К.Е. Стекольников, И.С. Горб, О.М. Кольцова // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013 . – №1(36) . – С. 13-17.

2. Карецкий, А. Сельское хозяйство. Лекарство для кислых почв [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://news36.ru/53917 (дата обращения 26.09.2015)

3. Колесников, Н.П. Совершенствование технологии и технических средств внесения дефеката за счет выбора их рациональных параметров : Дис...канд.техн.наук: 05.20.01 / Воронеж.гос.аграр.ун-т . – Воронеж, 2004. – 240с.

4. Киров, В.С. Повышение эффективности процессов внесения удобрений и химмелиорантов за счет оптимизации конструктивных и технологических параметров агрегатов: Дис…докт. техн. наук: 05.20.01. / В.С. Киров. – Пермь, 1997. – 378 с.

5. Дьячков, А.П. Теоретические исследования технических средств и операционной технологии внесения дефеката [Текст] / А.П. Дьячков, Н.П. Колесников, В.И. Глазков // Вестник ВГАУ. – 2002. – №5. – С. 220-234.

6. Киров, В.С. Повышение эффективности процессов внесения удобрений и химмелиорантов за счет оптимизации конструктивных и технологических параметров агрегатов : автореферат диссертации на

соискание ученой степени д-ра техн. наук: 05.20.01 / В. С. Киров. - СПб, 1997. - 39 с.

7. Дьячков, А.П. Снижение энергетических затрат и неравномерности внесения твердых органических удобрений [Текст] / А.П. Дьячков, А.Д. Бровченко, Н.П. Колесников // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – №4. – С. 8-10.

8. Дьячков, А.П. Направления совершенствования двухфазной технологии внесения твердого навоза в современных условиях хозяйствования [Текст] / А.П. Дьячков, А.Д. Бровченко // Научно-практические аспекты ресурсосберегающих технологий производства продукции и переработки отходов АПК. Материалы международной научно-практической конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГАУ, 2014. – С. 172-177.

УДК 621.9.048.4:621.3.014.31

Попова М.И., Попова О.И.

БЕЗОПАСНАЯ ОБРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ДУГОЙ ОТВЕРСТИЙ И ПОЛОСТЕЙ С НАКЛОННЫМ ДНОМ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье предложен новый принцип организации потока в межэлектродном зазоре и способ размерной обработки отверстий и полостей с наклонным дном.

Ключевые слова: размерная обработка электрической дугой, отверстия, электрод-инструмент, безопасность.

Abstract. This paper proposes a new principle of organizing the flow in the electrode gap and the method of dimensional processing of holes and cavities with a sloping bottom.

Key words: dimensional processing electric arc, openings, electrode-tool, safety.

Современными методами обработки отверстий являются методы электроэрозионной обработки, которые позволяют обрабатывать любой по твердости электропроводный материал, а также получать отверстия сложного сечения при использовании простого поступательного движения электрода-инструмента (ЭИ).

Одним из наиболее перспективных высокопроизводительных методов электроэрозионной обработки отверстий является способ размерной обработки металлов электрической дугой (РОД), который известен по работам Носуленко В. И. [1,2]. В сравнении с известными способами электроэрозионной обработки, способ РОД позволяет увеличить произ-

водительность обработки приблизительно на порядок и больше, уменьшить приблизительно в два раза удельные затраты электроэнергии и в 3-5 раз снизить стоимость источников питания технологическим током [3].

Прежде чем приступить к работе на станке, необходимо ознакомиться с инструкцией по технике безопасности, убедиться, что станок оснащен средствами индивидуальной защиты от поражения электрическим током. Изучение механизма электропоражения показало, что под воздействием электрического тока нарушаются функции жизненно важных органов человека, причем возможны различные исходы (электрический удар, ожоги, метки). Статистика несчастных случаев поражения электрическим током показывает, что число несчастных случаев со смертельным исходом при напряжении до 380В составляет 80 % от общего числа случаев при поражении электрическим током. Эти данные свидетельствуют о создавшимся обманчивом представлении о безопасности такого напряжения.

В помещении, где находится и обслуживается работающий электроэрозионный станок, должно находиться не менее двух человек, изучивших правила техники безопасности, допущенных к эксплуатации станка и способных оказать первую помощь при поражении электрическим током. Обслуживание и ремонт электроэрозионного станка одному человеку категорически запрещается.

И, конечно же, следует обратить внимание на то что, наличие в воздухе газообразных и твердых продуктов разложения рабочей среды раздражающе действует на слизистые оболочки и кожу. При вдыхании паров высокой концентрации возможны острые отравления, потеря сознания, а в некоторых случаях и смерть. При небольших, но длительно действующих концентрациях наступает хроническое отравление, приводящее к профессиональному заболеванию. Длительное соприкосновение с жидкими углеводородами, особенно с керосином, приводит к обезжириванию и раздражению кожи рук, а также к появлению трещин на коже. Предельно допустимая концентрация вредных продуктов разложения в воздухе (при работе на керосине или масле) не должна превышать 0,3 мг/л.

При реализации способа РОД процесс обработки осуществляется с нагнетанием рабочей жидкости из герметизированной камеры в торцевой межэлектродный зазор под давлением в направлении от периферии к центру электрода-инструмента. Данный способ позволяет обработать отверстия и полости у которых донная поверхность отверстия расположена под острым углом α по отношению к стартовой обрабатываемой поверхности (рис. 1, а), который равен $0^{\circ}\ldots1^{\circ}$.

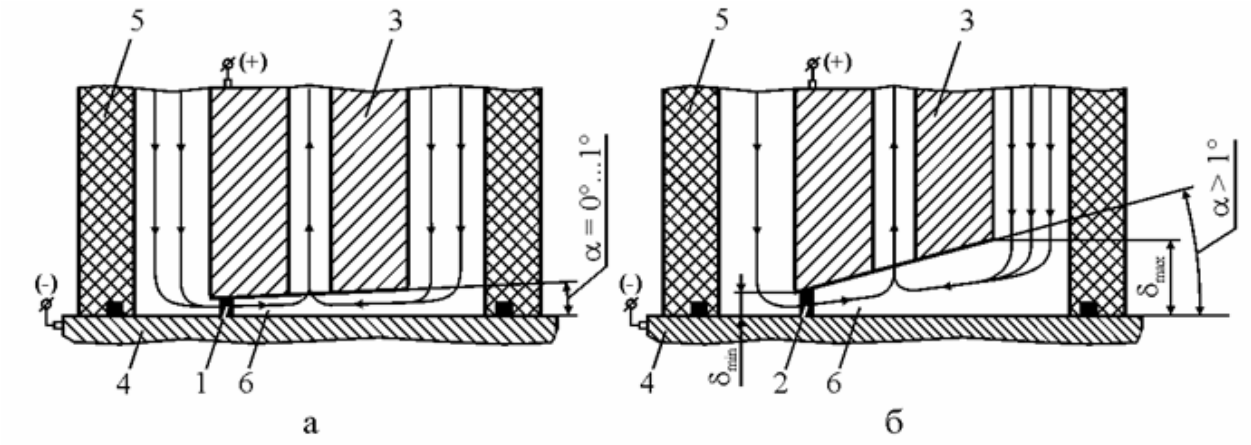


Рис. 1 Начальная фаза процесса РОД отверстий с наклонным дном (без локальной камеры):

а – угол наклона $\alpha = 0^{\circ}\ldots1^{\circ}$; б – угол наклона $\alpha = 0^{\circ} > 1^{\circ}$; 1-электрическая дуга; 2 – несжатая электрическая дуга; 3 – ЭИ; 4-электрод-заготовка (ЭЗ); 5 – герметическая камера; 6 – межэлектродный зазор

Однако, при повышении угла наклона более одного градуса, в начальный момент процесса обработки происходит существенное перераспределение потока на входе в торцевой межэлектродный зазор пропорционально величине торцевого зазора на периметре обрабатываемого отверстия (рис. 1, б). Основной поток рабочей жидкости, согласно принципа наименьшего сопротивления, будет втекать в торцевой межэлектродный зазор не там, где начинается обработка отверстия (δ_{min}), а с противоположной стороны, где обработка не происходит (δ_{max}). Поэтому в местах, где начинается обработка отверстия, загораются электрические дуги 2 с повышенной длиной столба, так называемые несжатые длинные дуги, а как известно, длина столба электрической дуги обратно пропорциональна скорости потока рабочей жидкости в торцевом межэлектродном зазоре 6 [4]. Длинные дуги 2 по своим технологическим возможностям ближе к сварочным, поэтому не могут вести качественную размерную обработку. В результате этого продукты эрозии не удаляются из торцевого зазора, возникают короткие замыкания, увеличивается шероховатость обработанной поверхности, а производительность обработки существенно уменьшается. Процесс дестабилизируется и может совсем прекратиться. Причиной этого является то, что на электроэрозионных станках, которые реализуют процесс РОД, используются универсальные герметизированные камеры, которые охватывают относительно большой диапазон размеров обрабатываемых отверстий и полостей в плане. Так, например, универсальная герметическая камера с внутренним диаметром 160 мм, которая используется на станке «Дуга-

8Д», позволяет получать отверстия с размерами в плане от 4 до 100 мм [4].

Как видим, боковой зазор между камерой и ЭИ в 10…500 раз превышает боковой межэлектродный зазор, то есть несравним с ним. Поэтому рабочая жидкость втекает в торцевой межэлектродный зазор свободно, без существенного гидравлического сопротивления со стороны камеры и плохо для начала процесса перераспределяется по периметру обрабатываемого отверстия по указанному выше принципу.

В данной работе предлагается стабилизировать в начальной фазе процесс обработки отверстия или полости с наклонным дном за счет нагнетания рабочей жидкости в торцевой зазор через искусственный боковой зазор 1 (рис. 2, а), который образован внешней боковой стороной ЭИ 2 и эквидистантно расположенной вокруг нее внутренней боковой поверхностью герметизированной камеры 3, причем искусственный боковой зазор δ равен боковому межэлектродному зазору $\delta_Б$ (рис. 2, б) или соизмерим с ним. Такое техническое решение позволяет избежать плохого перераспределения потока рабочей жидкости на входе в торцевой зазор и тем самым стабилизировать процесс обработки в начальной фазе.

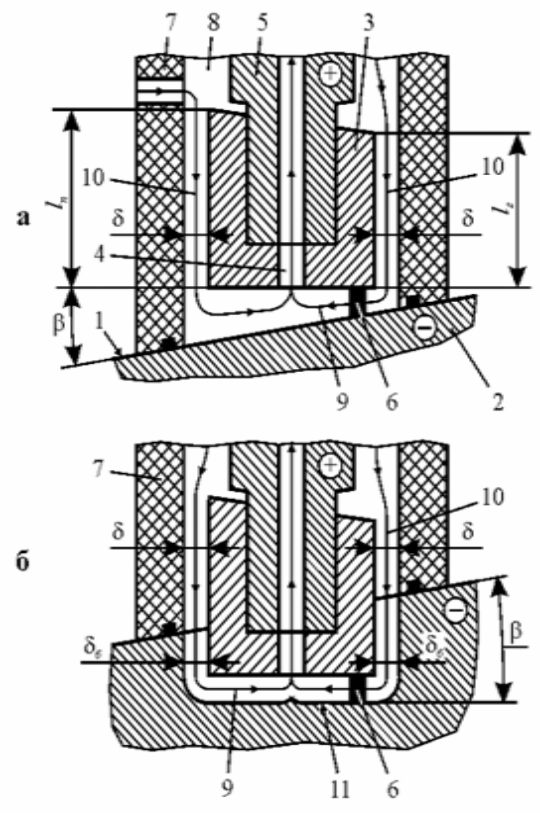


Рис. 2. РОД отверстия, расположенного на наклонной обрабатываемой поверхности ЭЗ в начальной фазе процесса: а – начальная фаза процесса, б – конечная фаза процесса; 1– наклонная поверхность; 2 – ЭЗ; 3 – ЭИ; 4 – технологическое отверстие; 5 – электрододержатель; 6 – электрическая дуга; 7 – герметическая камера; 8 – полость герметической камеры; 9 – торцевой межэлектродный зазор; 10 – равномерный боковой зазор; 11 - донная поверхность отверстия

.

Но в процессе обработки гидравлическое сопротивление в торцевом зазоре со стороны острого угла электрода-инструмента повышается, и при относительно больших углах наклона торцевой поверхности электрода-инструмента, может наступить такой момент, когда значительный расход рабочей жидкости будет вхо-

дить в торцевой зазор не там, где горит электрическая дуга и происходит обработка, а с диаметрально противоположной стороны. Это приведет к дестабилизации или остановке процесса обработки. Поэтому предлагается предварительно перераспределить поток таким образом, чтобы расход рабочей жидкости, которая входит в торцевой зазор со стороны острого угла ЭИ (то есть там, где в начальный момент горит дуга) был значительно больше, чем с диаметрально противоположной стороны (то есть там, где дуги нет). Для этого длины трасс течения рабочей жидкости в противоположных искусственных боковых зазорах в плоскости относительного наклона стартовой 4 и донной 5 поверхностей со стороны острого ($l_г$) и противоположной стороны острому углу ($l_п$) предлагается регулировать из условия $l_г \leq l_п$. Результаты испытаний указаны в табл. 1.

Таблица 1. Результаты сравнительного анализа известного и предлагаемого способов РОД отверстий и полостей с наклонным дном

Сравнительные параметры	Известный способ	Предлагаемый способ
Диаметр обрабатываемого отверстия, мм	25	25
Материал электрода-инструмента	графит МПГ 7	графит МПГ 7
Материал электрода-заготовки	сталь 45	сталь 45
Режим обработки: сила тока, А напряжение, В давление, МПа	 20 – 50 30 1 – 2	 20 – 50 30 1 – 2
Максимальная производительность обработки, мм^3/мин, при угле наклона торцевой поверхности α: 0° 1° 6° 12,5°	 320 80 0 0	 320 300 200 80
Наличие следов коротких замыканий на ЭЗ при α: 0° 1° 6° 12,5°	 нет есть есть есть	 нет нет нет нет

Для проверки данного технического решения было разработано экспериментальное приспособление, которое позволяет дискретно изменять угол наклона торцевой поверхности ЭИ по отношению к стартовой поверхности обрабатываемой заготовки [5]. Испытание приспособления осуществлялось на электроэрозионном станке «Дуга-8Г». В ходе экспериментальных исследований варьировался угол наклона α между торцевой поверхностью ЭИ и стартовой поверхностью обрабатываемой заготовки в пределах от 0º до 12,5º.

Использование предлагаемого способа РОД отверстий и полостей с наклонным дном в сравнении с известным, позволяет: расширить технологические возможности процесса за счет расширения диапазона углов наклона стартовой обрабатываемой поверхности заготовки относительно донной поверхности отверстия от 0º до 12,5º; повысить производительность обработки в 4…6 раз за сет стабилизации процесса.

Список литературы

1. А.с. 368965 СССР, МКИ В 23 Р 1/02. Способ электрофизической обработки металлов / В. И. Носуленко (СССР). - № 1223593/25-8; Заявлено 04.03.68; не подлежит опубл. в откр. печати.

2. Носуленко, В.И. Размерная обработка металлов электрической дугой [Текст] / В.И. Носуленко, Г.М. Мещеряков // Электронная обработка материалов. – 1981. - № 1. – С.19-23.

3. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Дис… д-ра техн. наук: 05.03.07. – Кіровоград, 1998. – 389 с.

4. Боков, В. М. Технологические аспекты процесса размерной обработки электрической дугой фасонных полостей [Текст] / В.М. Боков, Г.Н. Мещеряков // Электронная обработка материалов, 1985. – № 6. – С. 12-14.

5. Боков, В.М. Обробка отворів електричною дугою [Текст]: монографія / В.М. Боков, М.І. Попов. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2014. – 160 с.

УДК 631.312.244

Василенко В.В., Василенко С.В., Хахулин А.Н.

РАЗРАБОТКА ПЛУГА С ПОЛНЫМ ОБОРОТОМ ПОЧВЕННЫХ ПЛАСТОВ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье описывается одно из направлений совершенствования плугов для отвальной вспашки и предлагается устройство приспособления к плугу для увеличения угла оборота почвенных пластов, которое обеспечит более глубокую заделку семян сорняков, чтобы они при прорастании не достигали поверхности почвы и погибали.

Ключевые слова: отвальная вспашка, оборот почвенного пласта, расширение борозды, вертикальные щитки.

Abstract. In article one of directions of perfection of ploughs for plowing ground is described and the device of the adaptation to a plough for increase in a corner of a revolution of soil layers which will provide deeper closing up of seeds of weeds that they at germination have not achieved a surface of ground is offered and were lost.

Keywords: dump ploughing, turn of soil layer, expansion of furrow, vertical corymbs.

Основная обработка почвы методом отвальной вспашки остаётся актуальной для климатических зон с достаточным увлажнением и требует дальнейшего совершенствования конструкции плугов. С целью уменьшения энергопотребления на эту операцию и улучшения агротехнических показателей вспашки конструкторы изыскивают резервы снижения металлоёмкости и габаритов плугов [5], применяется спонтанная вибрация рабочих органов с улучшенной геометрией лемешно-отвальной поверхности [4], [6]. Снижению тягового сопротивления плугов способствует борьба с залипанием рабочих поверхностей за счёт применения полосовых отвалов [8]. Чтобы сократить число операций с почвой, доводя её до посевных кондиций, поверхность вспаханного поля должна быть выровнена с осени [1]. Некоторые культуры, особенно сахарная свёкла, требуют глубокого рыхления с переворотом корнеобитаемого слоя почвы с распределением вносимых удобрений по всей глубине вспашки. Для этого случая хорошо себя зарекомендовали плуги с широким захватом рабочих корпусов и развитыми предплужниками [3]. Одно из последних направлений совершенствования процесса вспашки – это увеличение угла оборота почвенных пластов, что сразу решает затронутые вопросы выравнивания вспаханной поверхности, уменьшения числа операций, более глубокой заделки семян сорняков,

отказа от предплужников, что положительно сказывается на уменьшении габаритов плуга, металлоёмкости и тягового сопротивления. Полного оборота пахотного слоя можно достичь путём расширения борозды в процессе укладки каждого пласта за счёт срезания нависающей части предыдущего пласта дополнительными сферическими дисками [2] либо отодвиганием осыпавшейся части почвы вертикальными щитками [7], [9].

Теоретические исследования траектории переворота пластов показали, что ширина открытой борозды должна быть свободна от нависания почвы или от её нагромождения на дне на протяжении (a+ b), где a – глубина вспашки, b – ширина захвата рабочего корпуса. Только тогда очередной пласт опрокинется на 180°. На кафедре сельскохозяйственных машин Воронежского ГАУ разработан плуг с приспособлением для расширения борозды. Отличительной особенностью плуга являются комбинированные рабочие корпуса, включающие дополнительно поставленные вертикальные щитки за их отвалами (рис. 1). Вертикальный щиток 1 должен быть поставлен с таким углом атаки γ к направлению движения, чтобы почва скользила по его поверхности:

$$\gamma \leq 90^{\circ} - \varphi,$$

где φ – угол трения почвы по стали.

Его выступание за габарит отвала вправо по ходу движения определяет упомянутую выше ширину расчищаемой борозды и должно регулироваться соответственно установленной глубине вспашки. Поэтому щиток закреплён на оси поворота 2 и поддерживается сзади упорной штангой 3, которая может изменять свою длину винтовыми вставками на её концах. Вся конструкция крепится на траверсе 4. Она в облегчённом виде существует и в серийном рабочем корпусе, ставится между отвалом и стойкой всего рабочего органа и служит для увеличения жёсткости и прочности корпуса. Нижняя кромка щитка и его оси поворота не должны касаться дна борозды, а располагаться с зазором 1-2 сантиметра, чтобы не мешать плугу заглубляться в начале рабочего хода. Этот зазор регулируется перемещением по высоте оси поворота в хомутах, удерживающих её на траверсе 4. Ось поворота должна находиться внутри ширины захвата лемеха, то есть внутри размера b, как это видно на рис. 1, иначе она опустится на непаханое поле в начале первого рабочего прохода. С этой же целью надо отсоединить траверсу от щитка и ориентировать его по ходу движения при первом проходе, когда ещё нет перед рабочим корпусом открытой борозды.

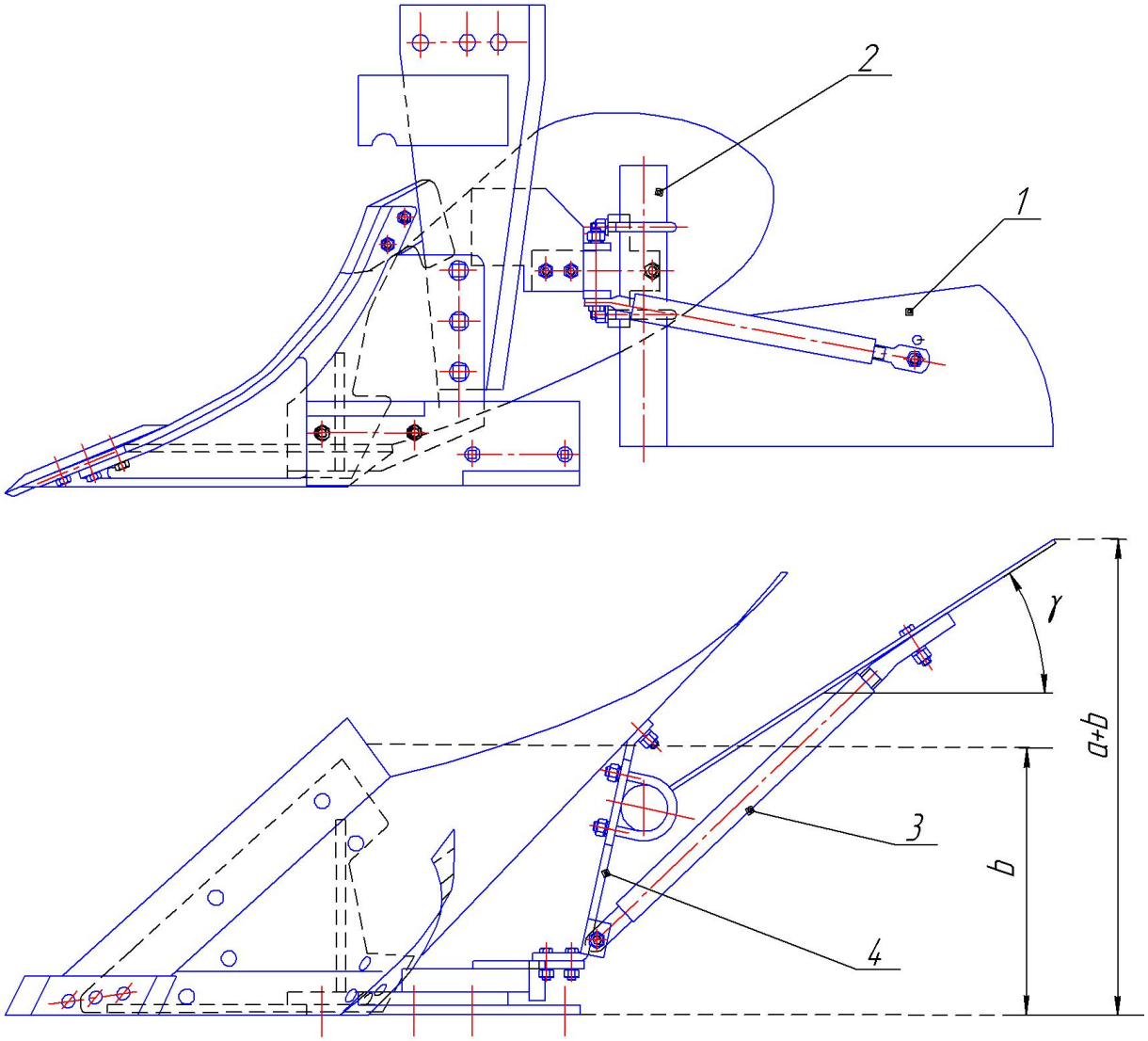


Рис. 1. Комбинированный корпус плуга с приспособлением для расширения борозды

Полный оборот почвенных пластов освобождает плуг от предплужников, которые увеличивают тяговое сопротивление орудия на 18-20%, загромождают технологические проходы почвы, увеличивают металлоёмкость. Приспособление для полного оборота пластов значительно легче предплужника и увеличивает тяговое сопротивление плуга не более чем на 2%.

Список литературы

1. Василенко, В.В. Перспективное направление в системе обработки почвы [Текст] / В.В. Василенко, С.В. Василенко, Г.А. Халфин // Сахарная свёкла. – 2007. – № 1. – С. 8-10.

2. Василенко, В.В. Увеличение угла переворота пласта при вспашке [Текст] / В.В. Василенко, С.В. Василенко, М.В. Зыбин // Вестник Во-

ронежского государственного аграрного университета. – 2013. – Вып. 1 (36). – С. 98-100.

3. Василенко, В.В. Свекловичные плуги из Воронежа [Текст] / В.В. Василенко, С.В. Василенко, Г.А. Халфин // Сахарная свёкла. – 2002. – № 7. – С. 27-28.

4. Василенко, В.В. Вибрирующий корпус плуга [Текст] / В.В. Василенко, С.В. Василенко, Г.А. Халфин, Д.В. Стуров, В.Ф. Тупикин, А.И. Сергиенко // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2009. – №1 (20). – С. 33-36.

5. Василенко, В.В. Минимальная дистанция между корпусами плуга [Текст] / В.В. Василенко, С.В. Василенко, А.Н. Хахулин // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2014. – № 4. – С. 23-25.

6. Модернизация плужного корпуса [Текст] / В.В. Василенко, С.В. Василенко, Д.В. Стуров, Г.А. Халфин, А.И. Сергиенко // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2010. – № 5. – С. 33-35.

7. Пат. 2549776 Российская Федерация, МПК A01B 15/00, A01B 15/10. Плуг с полным переворотом пласта / В.В. Василенко, С.В. Василенко, А.Н. Хахулин; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный аграрный университет. –№ 2013148232/13; заявл. 29.10.2013; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 12.

8. Пат. 2426290 РФ МКИ A01B 15/08 Полосовой отвал плуга / В.В. Василенко, С.В. Василенко, Д.В. Стуров, Г.А. Халфин, А.И. Сергиенко (РФ), заявитель и патентообладатель Воронежский государственный аграрный университет. – № 2010112577/21; заявлено 31.03.2010; опубл. 20.08.2011, Бюл. № 23. – 4 с.

9. Хахулин, А.Н. Способ расширения борозды для полного переворота пласта [Текст] / А.Н. Хахулин, В.В. Василенко // Инновационные технологии и технические средства для АПК: материалы международной науч.-практ. конф. молодых учёных и специалистов, ч.3. - Воронеж: ВГАУ, 2014. – С.130-134.

УДК 629.077:631.372

Поливаев О.И., Ведринский О.С.

ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА РАЗГОН ТРАНСПОРТНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Статья посвящена вопросам снижения динамических нагрузок в трансмиссии трактора при разгоне. Предложен способ снижения динамической нагруженности трансмиссии при разгоне и метод определения его эффективности.

Ключевые слова: трактор, упругодемпфирующий привод, трансмиссия, разгон.

Abstract. The article is devoted to the reduction of dynamic loadings in the transmission of the tractor when overclocking. A method is proposed for reducing the dynamic load transmission during acceleration and method of determination of its efficiency.

Keywords: acceleration, elastic-damping drive, tractor, transmission.

Способность трактора к троганию с места и быстрому разгону является одним из важнейших динамических свойств. Разгон тракторного агрегата приобрел особую значимость в связи с повышением рабочих и транспортных скоростей, а также интенсивного использование тракторов на транспортных работах.

В настоящее время многие сельскохозяйственные трактора имеют механическую трансмиссию с разрывом потока мощности [3]. Трактора с таким типом трансмиссии вынуждены разгонятся на той передаче, на которой будет происходить дальнейшая работа.

Такой способ разгона приводит к значительным нагрузкам в трансмиссии трактора, которые в десятки раз, превышают нагрузку при установившемся режиме работы [4].

Для снижения динамических нагрузок и устранения резонансных режимов в конструкцию трансмиссии тракторов вводят упругодемпфирующие приводы (УДП) ведущих колес. Из литературных источников известно, что наиболее целесообразно устанавливать в полуосях или конечных передачах трактора [2].

После анализа конструкций УДП установленных в конечных передачах, был разработан привод ведущих колес трактора с упругодемпфирующими элементами применительно к трактору ЛТЗ-55.

Предлагаемая конструкция УДП ведущих колес (рис. 1) состоит из ведущего диска 1 с зубчатым венцом, ведомого диска 2 сделанного за-

одно со ступицей с внутренними шлицами [5]. Ведущий диск 1 поджимается к ведомому диску 2 пружинами 3 с возможностью поворота относительно него. Винт 4 позволяет регулировать усилие прижатия одного диска к другому, а, следовательно, и менять силу трения между ними. По окружности ведущего и ведомого диска в специальных выемках установлены скобообразные пружины 5. Внутри скобообразных пружин по их внутреннему диаметру установлены дополнительные пружины 6.

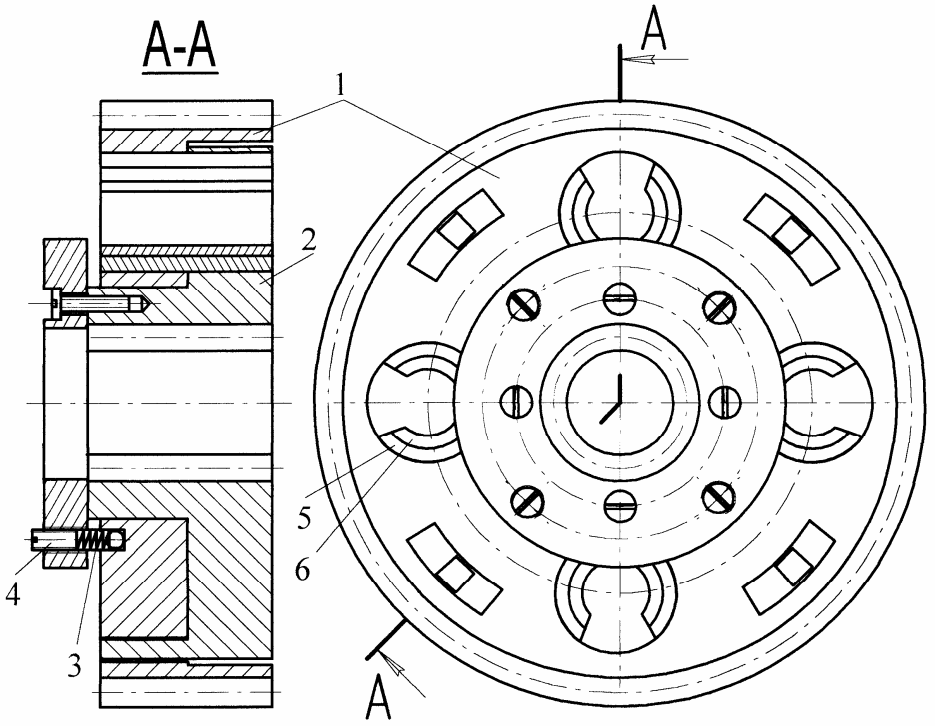


Рис. 1. Двухдисковый УДВ ведущих колес:
1 – ведущий диск; 2 – ведомый диск; 3 – пружина; 4 – регулировочный винт; 5 – скобообразные пружины; 6 – дополнительные пружины

Конечная передача с УДП работает следующим образом. При приложении момента в прямом и обратном направлениях ведущая шестерня вращает зубчатый венец ведущего диска 1, который поворачивается на определенный угол относительно ведомого диска 2, что приводит к сжатию пружин 5 и 6. Это позволяет защитить трансмиссию и двигатель от повышенных динамических и резонансных нагрузок, а, следовательно, повышает долговечность и экономичность мобильной машины в целом.

После окончания трогания и начала разгона ведущий момент, действующий на полуоси, уменьшается и пружины 5 и 6 воздействуют на ведущий диск 1 с зубчатым венцом, возвращая его в первоначальное положение и отдавая при этом через ведомый диск 2, полуоси и движители запасенную в них энергию. Демпфирование колебаний осуществ-

ляется за счет трения в местах соприкосновения упругих элементов 5 с ведомым 2 и ведущим 1 дисками и в местах соприкосновения дисков при работе в процессе поворота зубчатого венца относительно ступицы, а также за счет трения между пружинами 5 и 6.

Представленная конструкция УДП имеет регрессивно-прогрессивная характеристику, которая позволяет воспринимать широкий спектр внешних колебаний воздействующих на трансмиссию, предотвращает возникновение резонансных колебаний и имеет запас потенциальной энергии при повышенных и максимальных нагрузках [1].

Для выявления влияния УДП с регрессивно-прогрессивной характеристикой на динамическую нагруженность трансмиссии в качестве расчетной модели была принята пятимассовая динамическая система (рис. 2).

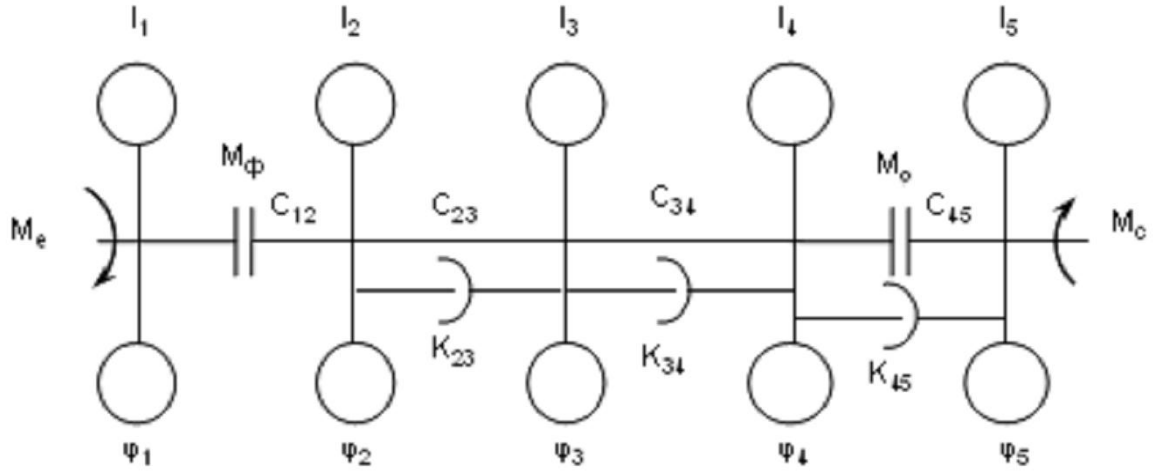


Рис. 2. Эквивалентная схема трансмиссии трактора:
I_1 – момент инерции вращающихся частей двигателя и ведущих частей сцепления; I_2 – момент инерции ведомого диска сцепления; I_3 – момент инерции вращающихся частей трансмиссии; I_4 – момент инерции ведущих колес; I_5 – момент инерции момент инерции поступательно движущихся масс трактора и прицепного орудия; C_{12} – жесткость упругих элементов демпфера в ведомом диске сцепления; C_{23} – жесткость трансмиссии; C_{34} – жесткость упругих элементов привода; C_{45} – тангенциальная жесткость шин; K_{23}, K_{34}, K_{45} – коэффициент демпфирования в трансмиссии, упругом приводе и шинах ведущих колес; φ_1, φ_2, φ_3, φ_4, φ_5 – углы поворота соответствующих масс; M_e – крутящий момент двигателя; $M_ф$ – момент трения муфты сцепления; M_φ – момент сцепления движителя трактора с почвой; M_c – момент внешних сил сопротивлений движению

В ней учитываются моменты инерции маховых масс двигателя, узлов трансмиссии, ходовой части и тракторно-транспортного агрегата

(ТТА) в целом, жесткости и коэффициенты демпфирования узлов трансмиссии, момент двигателя, момент трения сцепления и момент сцепления колес с грунтом. Для выше указанной динамической модели была составлена система дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих разгон ТТА.

$$\begin{cases} I_1 \cdot \varphi_1'' - M_e + M_\phi = 0 \\ I_2 \cdot \varphi_2'' + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + K_{23}(\varphi_2' - \varphi_3') = M_\phi \\ I_3 \cdot \varphi_3'' - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - K_{23}(\varphi_2' - \varphi_3') + K_{34}(\varphi_3' - \varphi_4') = 0 \\ I_4 \cdot \varphi_4'' - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - K_{34}(\varphi_3' - \varphi_4') + K_{45}(\varphi_4' - \varphi_5') - M_\varphi = 0 \\ I_5 \cdot \varphi_5'' - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - K_{45}(\varphi_4' - \varphi_5') = M_\varphi - M_c \end{cases} \quad (1)$$

Результаты расчета системы уравнений показали, что для силовой передачи с УДП ведущих колес второй этап разгона начинается раньше, чем у трактора с серийной трансмиссией, улучшая при этом разгонные качества МТА. Также минимальная угловая скорость двигателя и вала сцепления больше у трактора с УДП. Это позволяет произвести разгон на более повышенных передачах, на которых ранее разгон был невозможен. Также УДП ведущих колес позволяет снизить максимальный момент на коленчатом валу двигателя. Расчеты показали, что момент на полуосях ведущих колес трактора с жесткой трансмиссией резко возрастает и имеет большую частоту колебаний (рис. 3). Путем установки упругих элементов на полуосях ведущих колес удается погасить их колебания, а также снизить интенсивность нарастания нагрузки на полуосях.

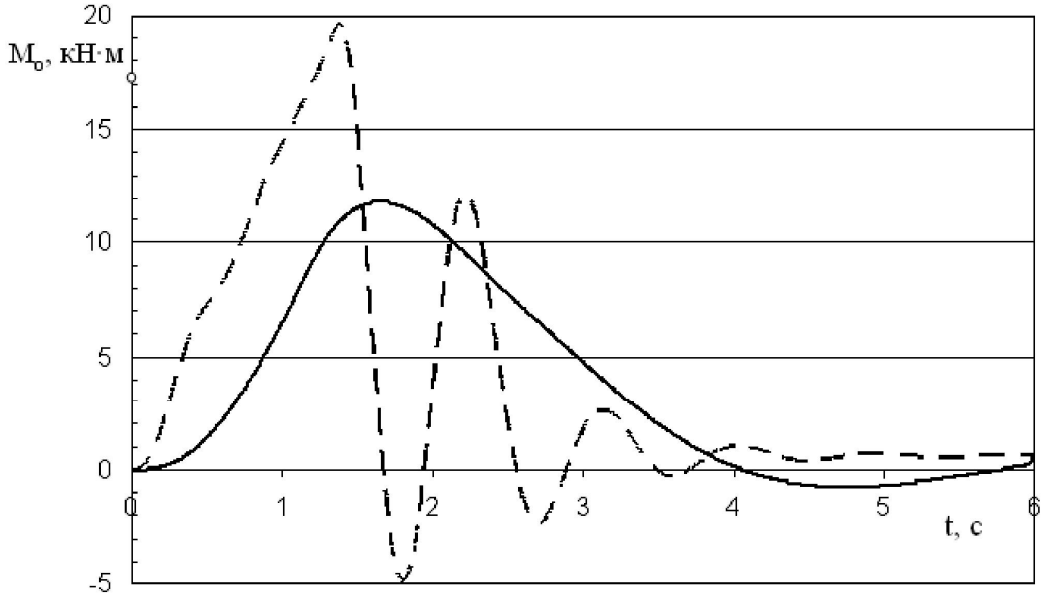


Рис. 3. Графики крутящих моментов на полуосях трактора при разгоне тракторного агрегата ЛТЗ-55 + 2ПТС-4 с упругим и жестким приводом колес при движении по бетону (2-я передача)

Список литературы

1. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора / О.И. Поливаев, А.В. Панков, В.П. Иванов, Е.Д. Золотых // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 3. – С. 43-45.

2. Снижение нагруженности трансмиссии трактора ЛТЗ-155 от внешних воздействий / О.И. Поливаев, Н.В. Кочетков, А.Н. Беляев, Н.Е. Гусенко // Техника в сельском хозяйстве. – 1993. – № 4. – С. 26-27.

3. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, В.П., А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2013. – 252 с.

4. Упругодемпфирующий привод на колесных тракторах [Текст] / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко, А.С. Дурманов, Р.И. Фролов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 3. – С. 53-55.

5. Свидетельство на полезную модель 29688 Российской Федерации МПК[7] В 60 Л 17/32. Конечная передача транспортного средства/ Поливаев О.И., Ведринский О.С., Бурсов А.А., Трубицин А.М., Шереметов А.В., Посадских И.А. ; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный аграрный университет им. К.Д. Глинки. - № 2003102121/20 ; заявл. 27.01.2003 ; опубл. 27.05.2003, Бюл. № 15. – 1 с.

УДК 631.362:633.11

Сорокин Н.Н., Тарасенко А.П.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗЕРНОВОГО ВОРОХА ПШЕНИЦЫ ПО АЭРОДИНАМИЧЕСКИМ СВОЙСТВАМ И ПО РАЗМЕРАМ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация: В данной статье приведено теоретическое обоснование вероятности распределения зернового вороха пшеницы по аэродинамическим свойствам и по размерам.

Ключевые слова: зерновой ворох, воздушно-решетная зерноочистительная машина, послеуборочная обработка, фракционирование, аэродинамические свойства.

Abstract: This article provides a theoretical justification for the probability distribution of the grain heap wheat aerodynamic properties and size.

Keywords: grain heap, air-sieve grain cleaning machine, postharvest processing, fractionation, aerodynamic properties.

Для получения высококачественных семян и продовольственного

зерна, необходимо зерновой ворох очищать сразу по мере его поступления от комбайнов с разделением на фракции: основную (семенную или продовольственную), отходовую и фуражную [2, 3]. Это можно выполнить воздушно-решетными зерноочистительными машинами.

Разделение смесей в воздушном потоке основано на различии, аэродинамических свойств семян и примесей. При относительном движении в воздухе тело встречает с его стороны сопротивление, которое зависит от формы, состояния поверхности, массы и расположения тела в воздушной среде. Многочисленные исследования подтверждают, что при разделении зерновых смесей по аэродинамическим свойствам можно выделить до 75% примесей.

Пневмосепарирующие системы являются частью зерноочистительных машин, они состоят из одного или нескольких пневмосепарирующих каналов, в которых происходит разделение зерновой смеси, вентиляторов, создающих воздушный поток, различных устройств, для регулирования скорости воздуха, выделения примесей из воздушного потока, ввода и вывода компонентов разделяемого зернового вороха, соединительных устройств. Для вороха пшеницы скорость воздушного потока в каналах обычно находится в пределах 6…11 м/с.

В процессе исследований для распределения зернового вороха по скорости воздушного потока использовали парусный классификатор ППК-ВИМ и микроманометр с трубкой Пито-Прандля. Из полученных данных [3, 4] видно, что выделение зернового вороха возрастает с 8,49 до 9,8 м/с, а затем уменьшается. Полностью весь зерновой ворох выделяется при скорости воздушного потока равной 10,58 м/с.

Наибольшее количество зернового вороха выделилось при скорости воздуха 9,38; 9,8 и 10,2 м/с и составило 78,55 %. Зерно, выделенное при скорости воздушного потока 6,93 – 8,94 м/с, является биологически неполноценным, о чем говорит низкая масса 1000 зерен, менее 30 г. Такое зерно должно полностью выделятся пневмоаспирационными системами воздушно-решетных машин.

В воздушно-решетных зерноочистительных машинах, наряду с разделением зернового вороха воздушным потоком (по аэродинамическим свойствам) происходит разделение на решетах (по размерам).

Для анализа разделения зернового вороха на фракции по размерам использовали лабораторный рассев УІ–ЕРЛ–2–1 с интервалом размеров отверстий решет 0,2 мм. Анализировали состав компонентов зернового вороха, полученного от барабанного комбайна John Deere 9660, и его распределение по размерам [1, 3]. Из полученных данных [3] видно, что выделение зерна на решетах сначала возрастает до 3,0 мм, а затем убывает. Наибольшее количество зернового вороха выделяется на решетах с

шириной отверстий 3,0; 2,8 и 2,6 мм и составляет 77,6 % зернового вороха со средневзвешенным содержанием полноценного зерна 98,84 %. На решетах с шириной отверстий <2,6 мм выделение зернового вороха существенно уменьшается. Содержание дробленого зерна в ворохе возрастает с 0,07 до 64,97 % с уменьшением ширины отверстий решёт от 3,2 мм до 1,8 мм. Большая часть зерна в пленке и крупных засорителей выделяется на решете с размером отверстий 3,2 мм, а мелких засорителей - на решетах с размерами отверстий 2,2 – 1,8 мм. От размеров выделенного зерна зависит и его качество.

Разделение зернового вороха в воздушно-решетных зерноочистительных машинах происходит по двум признакам: аэродинамическим свойствам и размерам зерна.

Настройка зерноочистительных машин на режим фракционирования осуществляется изменением скорости воздушного потока и подбором соответствующих решет. Для правильного выбора соответствующих параметров необходимо знать закономерности распределения зернового вороха по аэродинамическим свойствам, для определения скорости воздушного потока и по размерам, для подбора решет.

Рассмотрим реальные закономерности распределения зернового вороха по размерам и аэродинамическим свойствам.

Рассмотрим распределение зернового вороха по аэродинамическим свойствам. По мере увеличения скорости воздушного потока, сначала выделяются более легкие компоненты зернового вороха, а затем более тяжелые (табл. 1).

Таблица 1. Распределение зернового вороха по аэродинамическим свойствам

Скорость воздушного потока, м/с	6,93	7,48	8,0	8,49	8,94	9,38	9,8	10,2	10,58
Выделено вороха, %	1,91	1,9	3,05	5,58	7,2	15,9	43,89	18,76	1,81

Так как в зерновом ворохе присутствуют мелкие компоненты, то они соответственно будут проходить через решета с меньшим размером отверстий. Поэтому реальная картина распределения зернового вороха по размерам будет выглядеть следующим образом (табл. 2).

Таблица 2. Распределение зернового вороха по размерам

Размер отверстий решет, мм	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2
Выделено вороха, %	0,08	2,8	3,2	9,49	27,91	21,36	29,58	5,58

Существует большое количество математических моделей, позволяющих решать различные задачи по распределению. В моделях массо-

вого обслуживания наибольший интерес представляют законы распределений непрерывных случайных величин, определенных в области положительных значений. К таким распределениям можно отнести: равномерный, экспоненциальный, Эрланга, Эрланга нормированный, гиперэкспоненциальный, гиперэрланговский.

Распределением Эрланга k-го порядка называется распределение, описывающее непрерывную случайную величину *X*, принимающую положительные значения в интервале (0; + ∞) и представляющую собой сумму k независимых случайных величин, распределенных по одному и тому же экспоненциальному закону с параметром λ.

Согласно проведенным исследованиям, полученные закономерности распределение зернового вороха, как по аэродинамическим свойствам, так и по размерам, не подчиняются известным стандартным законам распределения. Для математического описания полученных зависимостей необходимо построить их зеркальные отображения. Для этого сделаем замену переменной горизонтальной оси. Если полученные графики развернуть относительно горизонтальной оси, то мы видим, что они хорошо согласуются с законом Эрланга.

Плотность распределения случайных величин этих параметров для потока Эрланга k-го порядка равна:

$$f(x) = \frac{\lambda*(\lambda*x)^k}{k!} * e^{-\lambda x}; \quad (1)$$

где k – порядок потока Эрланга,

λ – интенсивность нормированного потока Эрланга (при k>0), *x* – случайная величина,

$$\lambda=(k+1)\,\lambda_0,$$

где λ_0 – интенсивность ненормированного (простейшего) потока.

Построим график распределения зернового вороха по аэродинамическим свойствам, сделав замену переменной горизонтальной оси.

Если по горизонтальной шкале взять разницу максимального значения скорости воздушного потока и каждого рассматриваемого его значения, то распределение этих величин будет характеризоваться потоком Эрланга k-го порядка с интенсивностью λ.

Так максимальное значение скорости воздушного потока v_{max}*=10,95 м/с,* а минимальное v_{min}*=6,93 м/с,* то по формуле (2) получаем значения показателей горизонтальной оси. Данные показатели приведены в таблице 3.

$$x_i = v_{max} - v_i, \quad (2)$$

Зная показатели распределения зернового вороха, можно определить соответствующие показатели его разделения на фракции.

Обработаем ряд экспериментальных данных распределения зерно-

вого вороха по аэродинамическим свойствам.

Таблица 3. Значения показателей оси координат

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x_i	0	0,37	0,76	1,16	1,57	2,01	2,47	2,95	3,47	4,03	4,63
P_i	0	0,0181	0,188	0,439	0,159	0,072	0,06	0,035	0,02	0,019	0

Подставив полученные данные в формулу 1, получим плотность распределения зернового вороха по аэродинамическим свойствам (рис. 1):

$$f(x) = \frac{\lambda * (\lambda * x)^K}{K!} * e^{-\lambda x};$$

$$f(x_1) = 0;\ f(x_2) = 0{,}0019;\ f(x_3) = 0{,}065;$$
$$f(x_4) = 0{,}282;\ f(x_5) = 0{,}508;\ f(x_6) = 0{,}546;$$
$$f(x_7) = 0{,}41;\ f(x_8) = 0{,}232;\ f(x_9) = 0{,}103;$$
$$f(x_{10}) = 0{,}036;\ f(x_{11}) = 0{,}01.$$

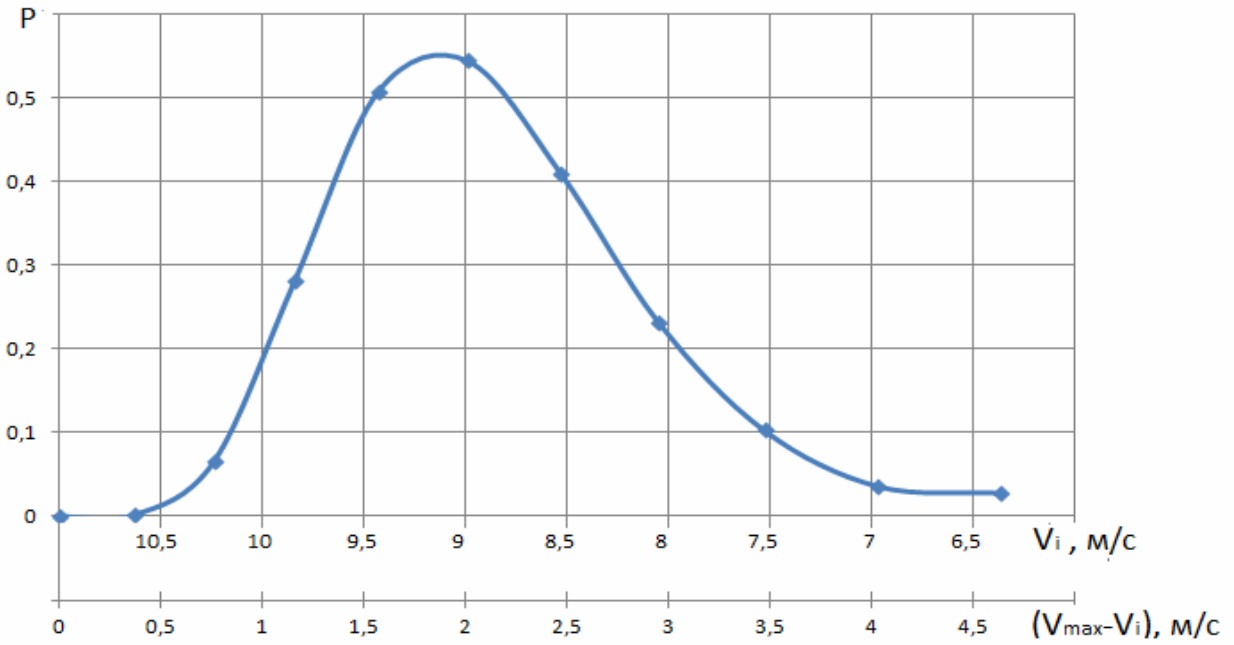


Рис. 1. Вероятность распределения зернового вороха по аэродинамическим свойствам

Построим график распределения зернового вороха по размерам, сделав замену переменной горизонтальной оси.

Если по горизонтальной шкале взять разницу максимального значения размера отверстий решет и каждого рассматриваемого его значения, то распределение этих величин будет характеризоваться потоком Эрланга k-го порядка с интенсивностью λ.

Так максимальное значение размера отверстий решет b_{max}=*3,4 мм,* а минимальное b_{min}=*1,6 мм,* то по формуле (3) получаем значения показателей горизонтальной оси. Данные показатели приведены в таблице 4.

$$x_i = b_{max} - b_i, \qquad (3)$$

Зная показатели распределения зернового вороха, можно определить соответствующие показатели его разделения на фракции.

Обработаем ряд экспериментальных данных распределения зернового вороха по размерам.

Таблица 4. Значения показателей оси координат

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x_i	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8
P_i	0	0,056	0,296	0,201	0,279	0,095	0,032	0,028	0,0008	0

Подставив полученные данные в формулу 1, получим плотность распределения зернового вороха по размерам (рис. 2):

$$f(x_1) = 0;\ f(x_2) = 0{,}828;\ f(x_3) = 0{,}973;$$
$$f(x_4) = 0{,}859;\ f(x_5) = 0{,}673;\ f(x_6) = 0{,}495;$$
$$f(x_7) = 0{,}349;\ f(x_8) = 0{,}25;\ f(x_9) = 0{,}161;$$
$$f(x_{10}) = 0{,}107.$$

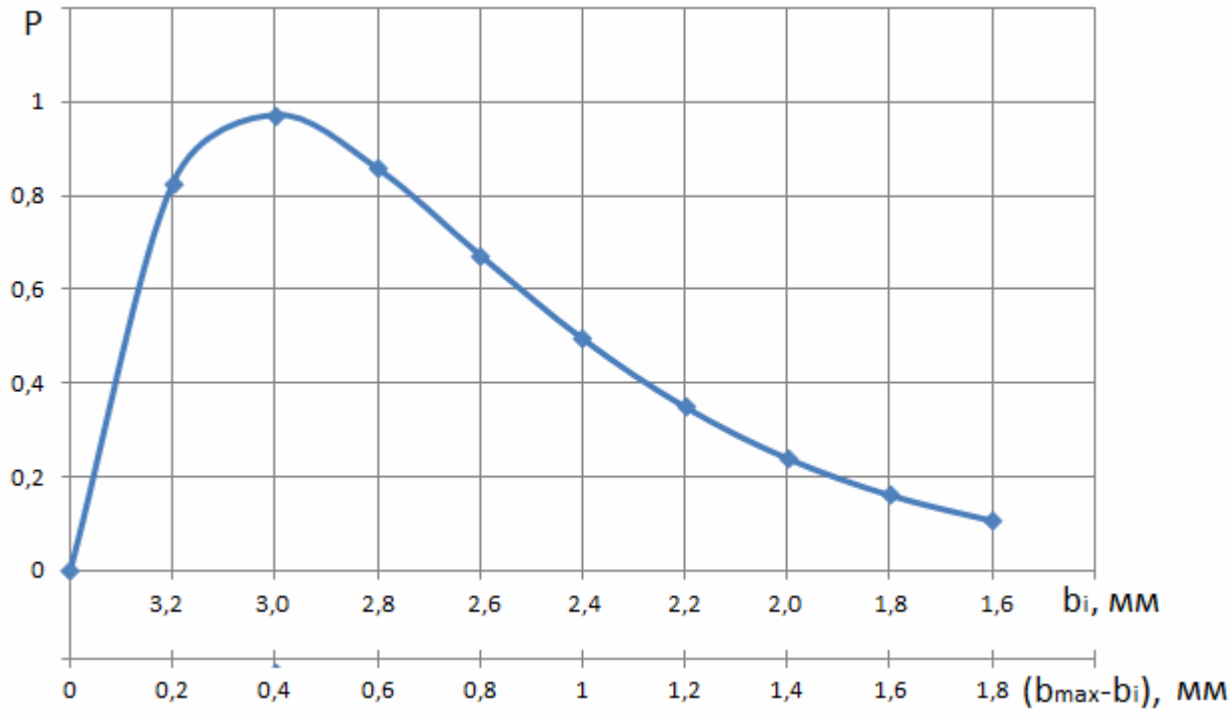


Рис. 2. Вероятность распределения зернового вороха по размерам

Так как разделение зернового вороха на фракции в воздушно-решетных машинах происходит за один проход, то общую вероятность происходящих событий можно посчитать с помощью теоремы о сложении вероятностей (формула 4). Вероятность суммы двух несовместимых событий равна сумме вероятностей этих событий.

$$P(A+B) = P(A)+P(B), \quad (4)$$

Для определения общей вероятности разделения зернового вороха на воздушно-решетной зерноочистительной машине, просуммируем по-

лученные вероятности распределения по аэродинамическим свойствам и по размерам.

Для этого подставим посчитанные ранее данные в формулу 4, а полученные значения запишем в сводную таблицу 5.

Таблица 5. Сводная таблица вероятностей

Вероятность распределения по аэродинамическим свойствам	0	0,002	0,065	0,282	0,508	0,546	0,41	0,232	0,103	0,036
Вероятность распределения по размерам	0	0,828	0,973	0,859	0,673	0,495	0,349	0,24	0,161	0,107
Вероятность суммы	0	0,829	1,038	1,141	1,181	1,041	0,759	0,472	0,264	0,143

Построим по полученным данным график распределения вероятности суммы данных событий (рис. 3)

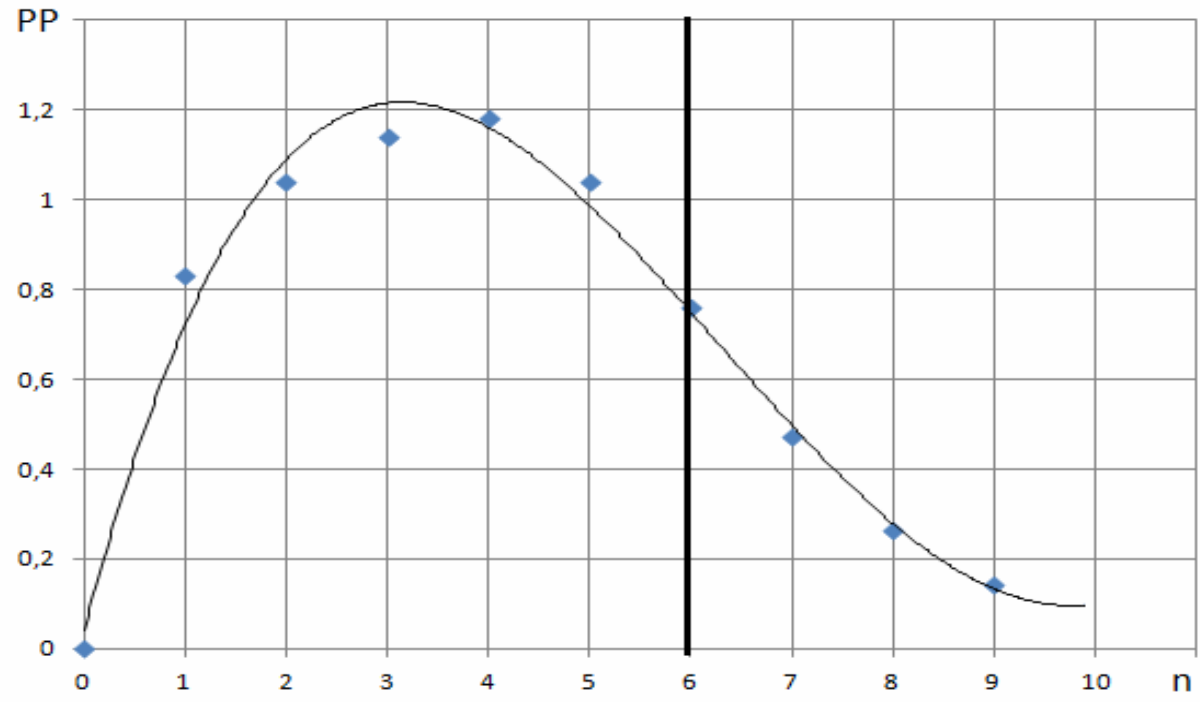


Рис. 3. Вероятность распределения зернового вороха по аэродинамическим свойствам и по размерам

Проанализировав полученные графики можно определить, с какой вероятностью и при каких параметрах будет происходить распределение зернового вороха.

Из графика 1 видно, что при скорости воздушного потока ≤ 8 м/с, из зернового вороха будет выделена большая биологически неполно-

ценного зерна и легковесных примесей. Из графика 2 можно сделать вывод о том, что на решетах с размерами отверстий ≤ 2,4 мм выделяется в фуражную фракцию биологически неполноценные зерновки. На рис. 3 представлена общая вероятность распределения, из которой видно, что выделение полноценного чистого зерна будет наблюдаться в интервале от 0 до 6 и в процентном соотношении составит 85,96 %, а фуражного зерна и отходов соответственно 14,04 %.

Разработанная математическая модель позволяет определить параметры распределения зернового вороха по аэродинамическим свойствам и по размерам с помощью обобщенного закона Эрланга.

Список литературы

1. Совершенствование технологии получения качественных семян и продовольственного зерна [Текст]/ А. П. Тарасенко, В. И. Оробинский, М. Э. Мерчалова, Н. Н. Сорокин // Лесотехнический журнал. 2014. Том 4 № 1 (13). С. 36-40.

2. Тарасенко, А. П. Современные машины для послеуборочной обработки зерна и семян [Текст]/ А. П. Тарасенко. – М.: КолосС, 2008. – 232 с.

3. Совершенствование механизации производства семян зерновых культур: рекомендации [Текст] / А. П. Тарасенко, В. И. Оробинский, А. М. Гиевский, М. Э. Мерчалова, А. В. Чернышов, С. В. Чернышов, А. С. Миронов, Н. Н. Сорокин, И. В. Горбачев, Ю. М. Шрейдер. – М.: «Росинформагротех», 2014. – 60 с.

4. Сорокин, Н. Н. Совершенствование процесса подготовки качественных семян [Текст] / Н. Н. Сорокин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – № 9. – С. 25-26.

5. Совершенствование конструкции шариковой очистки решет [Текст] / В.И. Оробинский [и др.] // Вестник ВГАУ. – 2012. - №2. – С. 126-128.

6. Тарасенко, А.П. Совершенствование послеуборочной обработки семян зерновых культур [Текст] / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, М.Э. Мерчалова // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1999. - №12. – С. 27-28.

7. Оробинский, В.И. Использование двухъярусных четырехрешетных станов для фракционирования зернового потока [Текст] / В.И. Оробинский // Зерновоео хозяйство. – 2006. - №4. – С. 18-19.

УДК [631.372+631.3.072.3]:62

Ворохобин А.В., Лещева О.В., Подстрешный А.В.

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ НА КАЧЕНИЕ И УЛУЧШЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Приведены теоретические предпосылки по эффективности регулирования положения балластного груза, расположенного спереди трактора. Обоснована возможность такого регулирования. Подтверждено улучшение управляемости колесного трактора и снижение потерь на качение при работе с сельскохозяйственными машинами.

Ключевые слова: трактор, балластный груз, регулирование, управляемость, качение.

Abstract. The theoretical preconditions for effective St adjusting the position of the ballast cargo located at the front waist.-di tractor. The possibility of such regulation. Confirmed both by improving the controllability of a wheeled tractor and the reduction of losses on the roll when working with farm machinery.

Keywords: tractor, ballast load, regulation, control samost, rolling.

В настоящее время как на отечественных таки и на зарубежных тракторах широкое применение находит балластирование. Установка балластных грузов осуществляется на передних и задних колесах, на остове трактора, а также на навесных устройствах (переднем или заднем) [1]. Широкое применение балластирования обусловлено прежде всего необходимостью повысить тягово-сцепные свойства трактора при работе с тяжелыми сельскохозяйственными машинами, улучшить его управляемость и устойчивость движения [2].

Для повышения эффективности использования колесных тракторов при работе с сельскохозяйственными машинами, причем как с навесными, так и прицепными широко используется система автоматического регулирования навески. Эта система позволяет осуществлять корректирование вертикальных нагрузок по опорам машинно-тракторного агрегата и тем самым регулировать его сцепной вес [3]. Для реализации такого корректирования используются различные устройства, об эффективности работы которых сказано в публикациях [4, 5].

Анализ технической литературы, инструкций по эксплуатации колесных тракторов показал, что широкое применение нашло балластирование передней части остова тракторов путем установки постоянно закрепленных грузов как на передних колесах, так и спереди остова. Положение такого балласта не регулируется [1]. Кроме того, вес трактора

увеличивается на величину веса балластных грузов, а это значение может достигать до нескольких тонн. Это в свою очередь приводит к увеличению потерь на качение трактора, а при работе с навесными сельскохозяйственными машинами эти потери существенно возрастают.

Таким образом, целью наших исследований является оценка возможности снижения потерь на качание трактора при его балластировании.

Рассмотрим вариант навесного машинно-тракторного агрегата (МТА) с задним транспортным расположением навесной машины и передним расположением балластного груза при движении с постоянной скоростью V и по горизонтальной поверхности грунта, представленный на рис. 1.

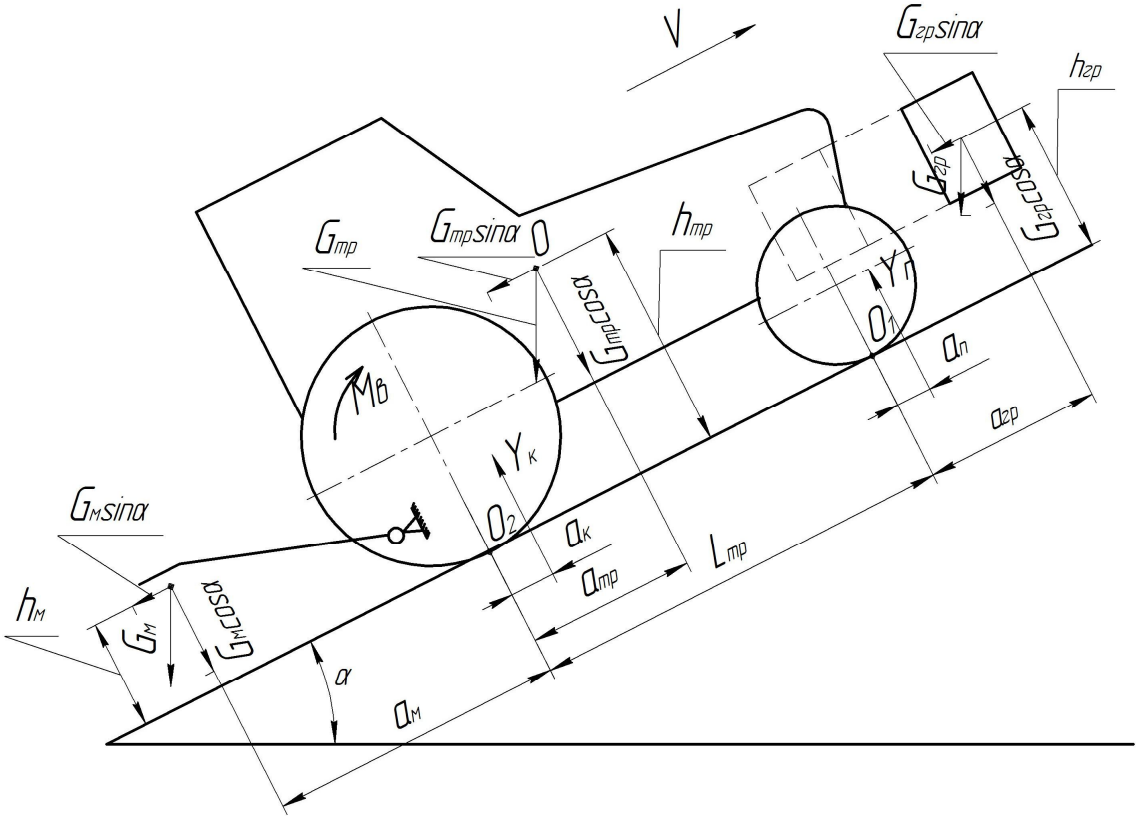


Рис. 1. Схема сил, действующих на навесной МТА при транспортном положении навесной машины:

$P_к$ и P_f – соответственно касательная сила тяги и сила сопротивления качению всех колес; $M_в^{/}$ и $M_в^{//}$ – ведущие моменты

Для представленной на рис. 1 схемы имеем следующие выражения для определения нормальных реакций почвы на передние $Y_п$ и задние $Y_к$ колеса трактора

$$Y_n = \frac{\begin{array}{c} G_{mp.o}(\cos\alpha \cdot a_{mp} - \sin\alpha \cdot h_{mp}) - G_м(\cos\alpha \cdot a_м + \sin\alpha \cdot h_м) + \\ + G_{гр}(\cos\alpha(L_{mp} + a_{гр}) - \sin\alpha \cdot h_{гр}) - M_f \end{array}}{L_{mp}}, \quad (1)$$

$$Y_к = \frac{\begin{array}{c} G_{mp.o} \cdot (\cos\alpha(L_{mp} - a_{mp}) + \sin\alpha \cdot h_{mp}) + G_м \cdot (\cos\alpha(L_{mp} + a_м) + \sin\alpha \cdot h_м) - \\ - G_{гр}(\cos\alpha \cdot a_{гр} + \sin\alpha \cdot h_{гр}) + M_f \end{array}}{L_{mp}}, \quad (2)$$

где $G_{mp.o}$, $G_м$, $G_{гр}$ – соответственно вес трактора без балластного груза, навесной машины и балластного груза;

a_{mp} – продольная координата центра тяжести трактора;

$a_м$ – расстояние от задней оси трактора до центра тяжести навесной сельскохозяйственной машины;

$a_{гр}$ – расстояние от передней оси трактора до центра тяжести балластного груза;

$M_f = Y_к \cdot a_к + Y_n \cdot a_n$ – суммарный момент сопротивления перекатыванию трактора

Нами рассматривается транспортное положение навесной машины, т.к. в этом случае условная вертикальная нагрузка $G_м$ от действия навесной машины оказывает наибольшее влияние на соотношение нормальных реакций почвы на передние Y_n и задние $Y_к$ колеса трактора. При таком варианте имеет место наибольшая разгрузка передних колес трактора, по сравнению с движением без навесной машины или при ее рабочем положении. При рабочем положении навесной машины вертикальная нагрузка, передаваемая от нее на колеса трактора, во многих случаях меньше $G_м$ за счет влияния силового воздействия рабочих органов и опорных колес этой машины.

Момент сопротивления перекатыванию МТА для транспортного положения навесной машины M_f представим в следующем виде:

$$M_f = G_a \cdot P_f = (G_{mp.o} + G_м + G_{гр}) \cdot f_{mp} \cdot \frac{r_n + r_к}{2}, \quad (3)$$

где G_a – суммарный вес навесного агрегата при транспортном положении навесной машины;

$r_n, r_к$ – соответственно радиусы качения передних и задних колес трактора,

f_{mp} – коэффициент сопротивления качению трактора (принят одинаковым для передних и задних колес).

С использованием программного продукта Microsoft Excel уравнения (1) и (2) решены для следующих вариантов: движение без балластного груза; движение с балластным грузом, но без регулирования его положения; движение с балластным грузом и регулированием его положения. Расчеты проведены для трактора Беларус-1221 в агрегате с плугом ПЛН-4-35. Исходные данные для расчета следующие: $G_{тр.о}$=45,5 кН; $G_{м}$=7,9 кН; $G_{гр}$=6,5кН; $a_{тр}$=0,95 м; $a_{м}$=2 м; $L_{тр}$=2,45 м. Результаты расчета приведены на рис. 2.

Из анализа зависимостей на рис. 2 следует, что при увеличении угла подъема вертикальные реакции на передние колеса трактора снижаются. При этом с учетом критерия сохранения удовлетворительной управляемости [2] на график нанесены линии допустимой нагрузки на передние колеса. Таким образом, при движении с нерегулируемым балластным грузом, управляемость ухудшается при угле 10°, а при регулировании положения балластного груза при угле 12°, т.е. регулирование положения балластного груза при прочих равных условиях позволяет улучшить управляемость трактора.

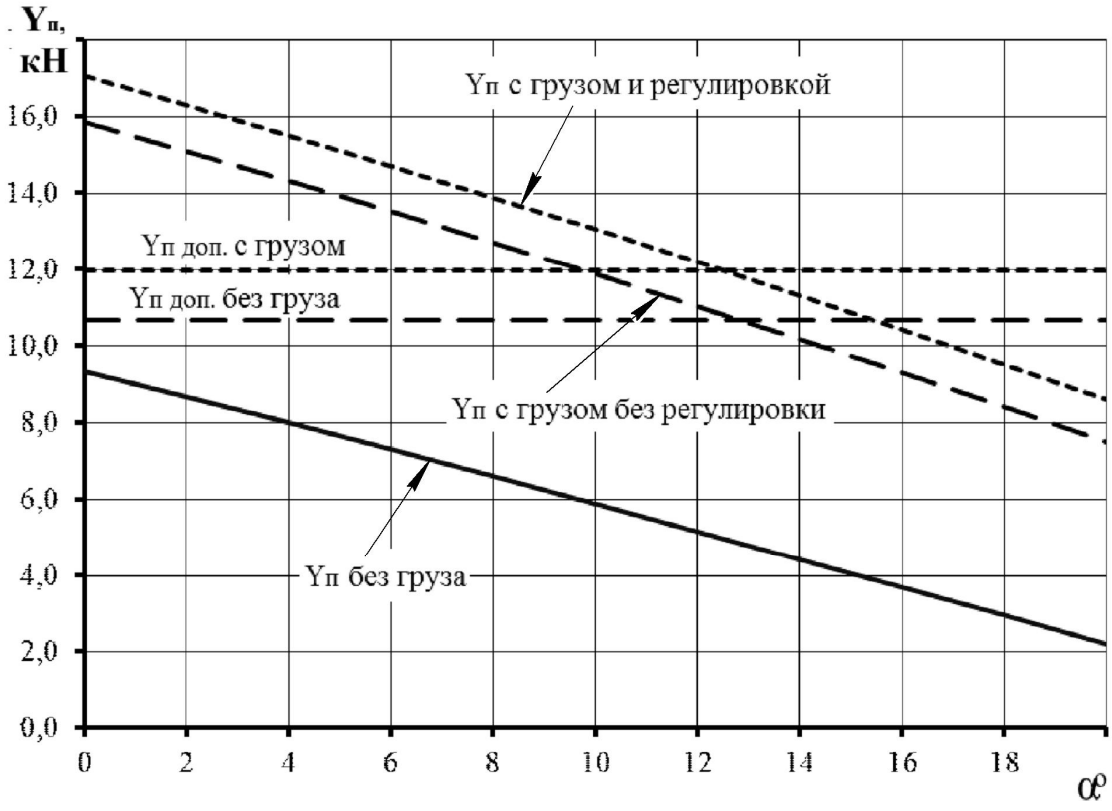


Рис. 2. Изменение вертикальных реакций на передние и задние колеса трактора при движении без балласта, с нерегулируемым балластом и с регулируемым балластом в зависимости от угла подъема.

Кроме того, из практики использования балластных грузов известно, что величина балластирования регулируется за счет изменения количества грузов, т.е. $G_{гр}$, но не предусмотрено изменение $a_{гр}$. Изменение степени балластирования за счет роста $G_{гр}$ ($a_{гр}$=const) приводит к повышению потерь на качение трактора. При регулировании степени балластирования за счет изменения $a_{гр}$ появляется возможность уменьшить вес трактора уменьшением $G_{гр}$. Так расчетом по выражению 3 получено, что снижение момента сопротивления перекатыванию МТА M_f, уменьшением $G_{гр}$ при $a_{гр}$>0, составляет 8…10%.

Таким образом, приведенные теоретические предпосылки по регулированию положения балластного груза, расположенного спереди трактора позволяет улучшить его управляемость, а также снизить потери на качение за счет изменения не только $G_{гр}$, но и $a_{гр}$.

Один из вариантов технического решения по регулированию положения балластного груза приведен в работе [6]. Преимущество данного технического решения заключается в том, что автоматизация управлением положением балластного груза может осуществляться за счет штатной системы автоматического регулирования навески. При этом вся информация о ее работе может выводится на информационное табло в кабине трактора.

Список литературы

1. Конструкция тракторов и автомобилей [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, А.В. Ворохобин, О.С. Ведринский; под общ. ред. О.И. Поливаева. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2011. – 429 с.

2. Гребнев, В.П. Мобильные энергетические средства. Эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин. – Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2009. – 305 с.

3. Гребнев, В.П. Совершенствование тягово-сцепных устройств сельскохозяйственных тракторов [Текст] / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №10. – С. 3-5.

4. Гребнев, В.П. Эффективность оборудования колесных тракторов тягово-догружающим устройством [Текст] / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин// Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №8. – С. 9-11.

5. Гребнев, В.П. Эффективность корректирования вертикальных нагрузок на колеса тракторно-транспортного агрегата при торможении [Текст] / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №4. – С. 27-29.

6. Пат. 2469523 РФ, МПК[7] А 01 В 63/00, В 62 D 49/08. Устройство для регулирования положения балластного груза на полураме трактора / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин (Россия). – №2011116618/11; Заявл. 26.04.2011; Опубл. 20.12.2012, Бюл. №35. – 7 с.: ил.

УДК 631.373:629.013

Ворохобин А.В., Лещева О.В., Гребнев В.П., Подстрешный А.В.

ПОВЫШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПРИ КОРРЕКТИРОВАНИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА КОЛЕСА

ФГБОУ ВО "Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I", г. Воронеж

Аннотация. Приведены теоретические предпосылки к определению влияния корректирования вертикальных нагрузок на тормозные свойства тракторно-транспортного агрегата. Получено, что корректирование вертикальных нагрузок на колеса тракторно-транспортного агрегата уменьшает сжимающие усилия в тягово-сцепном устройстве, при этом снижается время и путь торможения агрегата и повышается безопасность движения.

Ключевые слова: трактор, корректирование вертикальных нагрузок, тягово-догружающее устройство, торможение, усилие.

Abstract. The theoretical background to determine the effect of correcting vertical loads on the braking of tractor-transport unit. It is obtained that the adjustment of the ver-tically loads on the wheels of tractor-transport unit reduced-exceeds compressive force in a towing device, this reduces time and braking distance of the unit and increases the safety.

Keywords: tractor, correcting a vertical component of force-portation, traction-degradee device, the braking effort.

Одним из эффективных способов увеличения сцепного веса колесных тракторов при агрегатировании двухосных прицепов является автоматическое корректирование вертикальных нагрузок на колеса. Оно позволяет при необходимости перенести часть вертикальных нагрузок с передних колес двухосного прицепа и частично с передних колес трактора на задние его колеса. Рассматриваемое корректирование обеспечивается применением тягово-догружающего устройства (ТДУ), которое позволяет выполнять функции обычного тягово-сцепного устройства трактора при движении ТТА в хороших дорожных условиях и одновременно функции устройства, регулирующего тягово-сцепные свойства трактора при его движении в трудных по проходимости дорожных условиях. Для этого трактор и прицеп соединяются помимо основной си-

ловой связи дышла прицепа с гидрокрюком трактора, дополнительной догружающей связью, наклоненной под углом к горизонту, соединяющей нижние тяги навески трактора с передней осью прицепа [1]. Об эффективности использования данного устройства при установившемся режиме движения тракторно-транспортного агрегата говорится работах [2,3].

Проводимые ранее исследования по применению догружающего устройства относятся к установившемуся движению. Для транспортных работ характерен режим неустановившегося движения, вызванного необходимостью изменения скорости движения. В этом случае на работу агрегата оказывают влияние инерционные воздействия. Так, при торможении за счет сил инерции, направленных вперед, происходит частичная разгрузка задних колес трактора и прицепа, соответственно увеличивается нагрузка на их передние колеса, кроме того, возможно набегание прицепа на трактор при появлении сжимающего усилия в сцепке, что отрицательно влияет на безопасность движения и интенсивность торможения [4, 5].

На рис.1 представлена схема корректирования вертикальных нагрузок на колеса ТТА в режиме торможения.

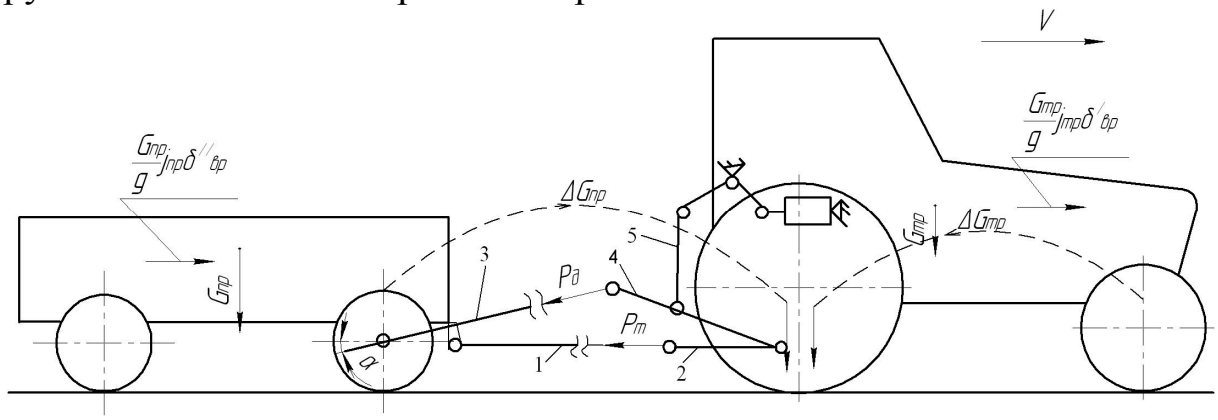


Рис. 1. Схема корректирования вертикальных нагрузок на колеса ТТА в режиме торможения

При установившемся движении ТТА ($V = const$) суммарное тяговое сопротивление прицепа преодолевается по двум (тяговой и догружающей) связям:

$$P_{пр} = G_{пр} \cdot f = P_T + P_д \cdot \cos\alpha, \qquad (1)$$

где P_T – усилие в тяговой силовой связи;

$P_д$ – усилие в догружающей силовой связи;

f – коэффициент сопротивления качению колес ТТА;

α – угол наклона догружающей силовой связи.

При торможении ТТА перераспределение вертикальных нагрузок

на колеса трактора и прицепа, за счет работы ТДУ, зависит, кроме действия сил P_T и P_∂, от сил инерции $\frac{G_{mp}}{g} \cdot j_{mp} \cdot \delta'_{вр}$ и $\frac{G_{np}}{g} \cdot j_{np} \cdot \delta''_{вр}$, причем по сравнению с работой без догрузки задних колес трактора сила инерции прицепа уменьшается на величину $\frac{\Delta G_{np}}{g} \cdot j_{np} \cdot \delta''_{вр}$, а сила инерции трактора увеличивается на величину $\frac{\Delta G_{np}}{g} \cdot j_{mp} \cdot \delta'_{вр}$, что приведет к изменению суммарного тягового сопротивления P_{np} в широком диапазоне ($0 \geq P_{np} \geq 0$).

Из теории торможения тракторных поездов известно, что наиболее рационален при торможении вариант P_{np}=0, из двух других вариантов для исключения наезда прицепа на трактор более предпочтителен вариант P_{np}>0, т.е. когда в ТДУ действует растягивающее суммарное усилие, чем P_{np}<0, когда в ТДУ действует суммарное сжимающее усилие.

Используя известные дифференциальные уравнения движения ТТА при торможении, получено следующее выражение для определения суммарного тягового сопротивления движению прицепа при торможении:

$$P_{np} = \frac{(\lambda_{mp} - \lambda_{np}) \cdot \varphi_{m.исп} \cdot G_{mp}}{\gamma_K + 1}, \qquad (2)$$

где $\lambda_{mp} = \frac{G_{mp.з}}{G_{mp}}$, $\lambda_{np} = \frac{G_{np.n}}{G_{np}}$ ($G_{mp.з}, G_{np.n}$ – соответственно вес, приходящийся на задние колеса трактора и передние колеса прицепа, $G_{mp.}, G_{np.}$ – общий вес трактора и прицепа); $\varphi_{m.исп}$ - коэффициент использования веса, приходящегося на тормозимые колеса трактора; $\gamma_к = \frac{G_{mp}}{G_{np}}$ – коэффициент, характеризующий степень корректирования вертикальных нагрузок.

Влияние корректирования вертикальных нагрузок при торможении на усилие в сцепном устройстве можно оценить по разности суммарного тягового сопротивления прицепа до торможения ($P_{np.1}$) и суммарного тягового сопротивления прицепа при торможении ($P_{np.2}$):

$$\Delta P_{np} = P_{np.1} - P_{np.2} \qquad (3)$$

Величина $P_{пр.1}$ – это есть суммарное тяговое сопротивление прицепа при установившемся движении ТТА. Оно определяется по выражению (1). Величина $P_{пр.2}$ выражает суммарное тяговое сопротивление прицепа при торможении ТТА и определяется по выражению (2). Разность $\Delta P_{пр}$ – это есть сила, с которой прицеп накатывается на трактор при торможении ТТА.

На рис. 2 представлен график, показывающий изменение $\Delta P_{пр}$ при разной интенсивности торможения соответственно при движении ТТА без и с догрузкой ведущих колес трактора.

Из рис. 2 видно, что при движении ТТА без догрузки задних колес трактора $\Delta P_{пр}$ больше, чем при движении ТТА с догрузкой. Т.е. при одном и том же замедлении прицеп будет в большей степени накатываться на трактор при торможении без догрузки, чем при торможении с догрузкой. Это объясняется тем, что при корректировании вертикальных нагрузок сила инерции прицепа уменьшается, а сила инерции трактора увеличивается, чем без корректирования.

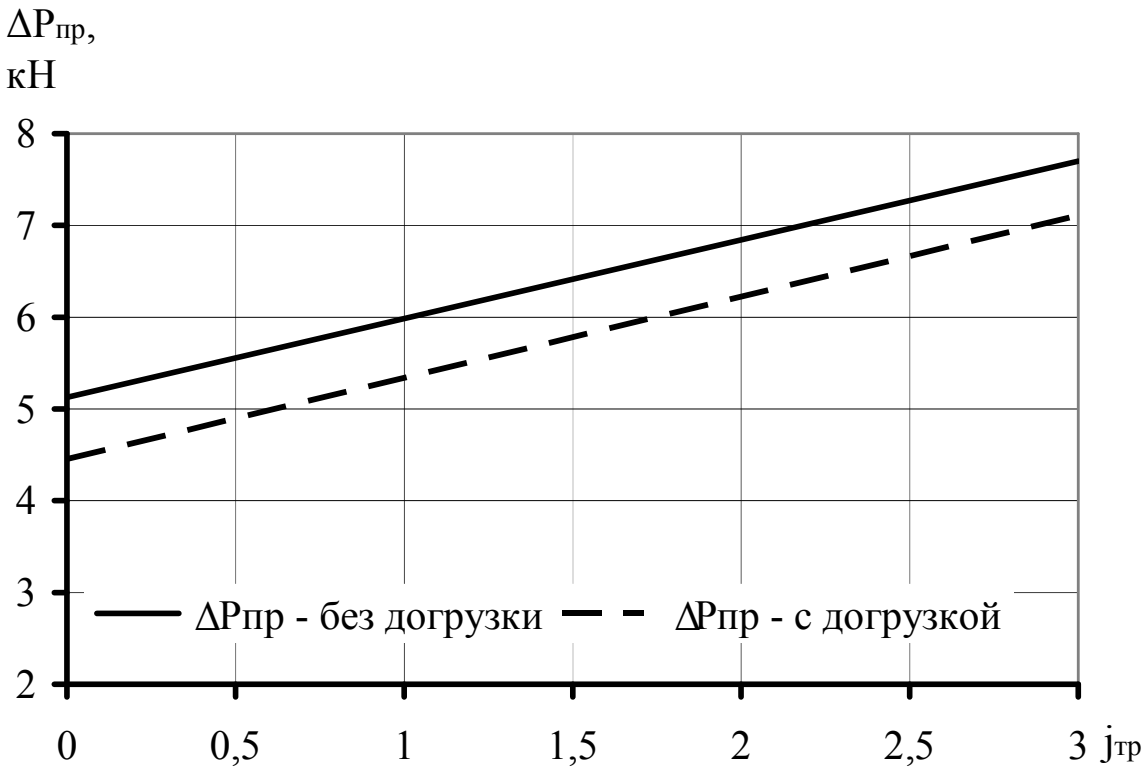


Рис. 2. Зависимость $\Delta P_{пр}$ от интенсивности торможения при движении без догрузки и с догрузкой ведущих колес трактора.

Таким образом, применительно к тракторно-транспортным агрегатам, у которых вес груженого прицепа больше веса трактора, корректи-

рование вертикальных нагрузок снижает возможность появления в сцепном устройстве трактора при торможении сжимающего усилия на 8…12%, что повышает безопасность движения. Кроме того, уменьшение сжимающего усилия в сцепном устройстве трактора при торможении позволит снизить время и путь торможения транспортного агрегата. Так, по результатам теоретических исследований получено, что снижение сжимающего усилия в сцепном устройстве при корректировании вертикальных нагрузок позволяет снизить путь торможения на 9…23% и на 11…40% уменьшается время торможения в трудных по проходимости дорожных условиях.

Список литературы

1. Пат. 2297938 РФ, МПК[7] B 62 D 53/04, B 60 D 1/00, A 01 B 59/04. Сцепное устройство для соединения колесного трактора с прицепом / В.П. Гребнев, В.И. Панин, А.В. Ворохобин (Россия). – №2005138232/11; Заявлено 08.12.2005; Опубл. 27.04.2007, Бюл. №12. – 5 с.: ил.

2. Гребнев, В.П. Эффективность оборудования колесных тракторов тягово-догружающим устройством [Текст] / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №8. – С. 9-11.

3. Гребнев, В.П. Совершенствование тягово-сцепных устройств сельскохозяйственных тракторов [Текст] / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №10. – С. 3-5.

4. Ворохобин, А.В. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата при корректировании вертикальных нагрузок на колеса: дис…канд. техн. наук: 05.20.01/ А.В. Ворохобин. – 2007. – 172 с.

5. Гребнев, В.П. Эффективность корректирования вертикальных нагрузок на колеса тракторно-транспортного агрегата при торможении [Текст] / В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №4. – С. 27-29.

УДК 629.783.084.7

Винокуров В.Д.[1], Винокуров С.Д.[1], Волков В.В.[2], Васильев Е.В.[1]

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КАРБИД-КРЕМНИЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

[1]Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж

[2]Воронежский государственный архитектурно-строительный университет, г. Воронеж

Аннотация. В статье предлагается перспективная система электростартерного запуска двигателей, а также обосновывается использование карбид-кремниевой силовой элементной базы с целью повышения КПД и тепловой стойкости ее электронных компонентов.

Ключевые слова: система запуска двигателей, карбид кремния.

Abstract. The paper proposes a promising system for electric start engines, but also demonstrate the use of silicon carbide power element base with the purpose of increasing the efficiency and thermal resistance of electronic components.

Keywords. starting system motors, silicon carbide.

Сельское хозяйство связано со многими отраслями промышленности, образуя агропромышленный комплекс (АПК), основной задачей которого является надежное обеспечение страны продовольствием и сельскохозяйственным сырьем. Одной из ключевых сфер АПК является транспортная отрасль, использующая отечественную и зарубежную автомобильную технику. В связи с тем, что в Российской Федерации сельским хозяйством заняты обширные районы, находящиеся в различных климатических поясах, надежная работа данной отрасли АПК зависит от эффективности систем пуска транспорта.

Система пуска должна обеспечивать надежный пуск двигателя внутреннего сгорания при различных температурных условиях, малую длительность пуска, возможность повторных пусков и удобство управления, а также исключать включение стартера при работающем двигателе. Для уменьшения длины стартерных проводов, габаритных размеров и массы стартера и батареи, а также для удобства их установки и технического обслуживания важно предусмотреть рациональное размещение элементов системы пуска двигателя на автомобиле. Рациональному использованию аккумуляторной батареи, имеющей в системе пуска относительно большую массу и в наибольшей степени подверженной влиянию эксплуатационных факторов, способствуют правиль-

ное согласование характеристик элементов системы, пуска и обоснованный выбор ее схемы и параметров, при которых расходуется минимальное количество энергии источника тока [1].

Применяемые схемы систем запуска двигателя внутреннего сгорания (ДВС) содержат аккумулятор, стартер с тяговым реле, включатель стартера и обладают рядом недостатков:

повышенный износ шестерни привода стартера и шум при срабатывании тягового реле;

ненадежность пуска при низких температурах окружающей среды и при разряженной батарее;

наличие замыкающей пластины в тяговом реле, которая может «пригорать» к его силовым болтам;

невозможность автоматического регулирования током в обмотках возбуждения и якоря;

невозможность автоматического отключения стартера при достижении ДВС пусковых оборотов;

большие потери в электрических цепях, потери в обмотках тягового реле, в обмотках возбуждения, падение напряжения на щетках, и невозможность контроля и регулирования электрических параметров в обмотках электродвигателя стартера.

Система электростартерного пуска ДВС, представленная на рис. 1, позволяет исключить перечисленные недостатки. Система содержит аккумуляторную батарею, последовательную и параллельную обмотку возбуждения стартера, обмотку якоря стартера, ключ включения стартера. Между аккумуляторной батареей и обмотками стартера вводится широтно-импульсный преобразователь (ШИП), регулирующий параметрами тока каждой обмоткой стартера в отдельности для получения наилучших пусковых характеристик. Микропроцессор управляет работой ШИП, который подает напряжение на обмотки стартера. Микропроцессор отслеживает требуемую для запуска величину частоты вращения коленчатого вала, температуру масла и охлаждающей жидкости двигателя и через ШИП управляет током обмоток возбуждения стартера.

При замыкании контакта ключа зажигания напряжение с аккумуляторной батареи подается на микропроцессор, который подготавливает к работе ШИП. Микропроцессор получает данные с датчика температуры, значение тока с обмоток стартера и подает сигнал на ШИП, который путем изменения длительности включения силовых транзисторов изменяет напряжения на обмотках возбуждения и якоря в необходимых значениях. При выходе двигателя внутреннего сгорания на пусковые обороты в микропроцессоре формируется сигнал о снятии напряжения с

обмоток возбуждения и якоря. В результате стартер выключается автоматически. В случае не выхода на пусковые обороты ДВС в течение 3 секунд микропроцессор прекращает работу стартера и обеспечивает выдержку времени 10 секунд до следующего запуска, что необходимо для правильной эксплуатации аккумуляторной батареи. Таким образом, ШИП перераспределяет энергию между обмотками возбуждения и якорем.

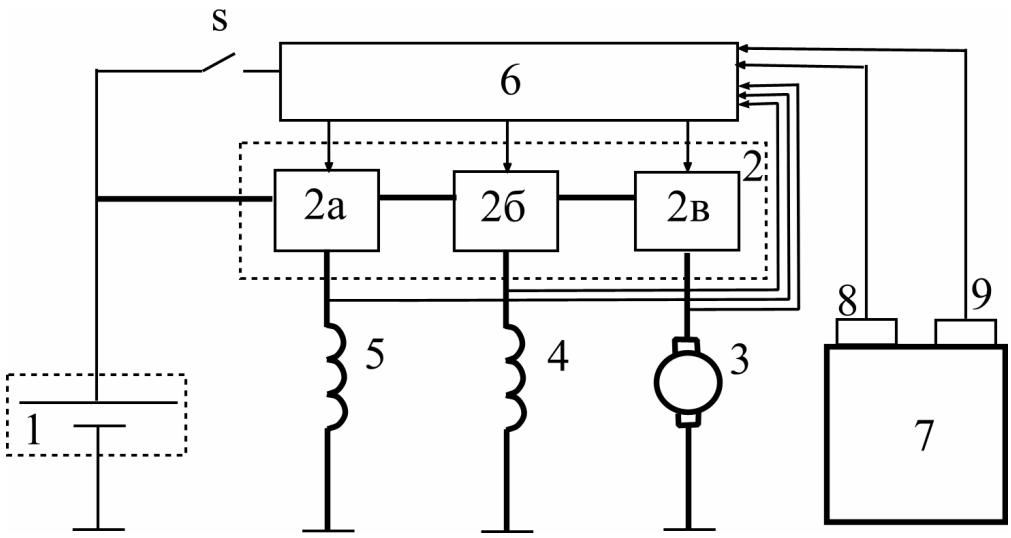


Рис. 1. Система электростартерного пуска ДВС с ШИП:
1 – аккумуляторная батарея, 2 – ШИП, 2а, 2б, 2в – силовые блоки ШИП, 3 – стартер, представленный последовательной обмоткой возбуждения электродвигателя стартера, 4 – якорь электродвигателя, 5 – параллельной обмоткой возбуждения стартера, 6 – микропроцессор, 7 – двигатель внутреннего сгорания, 8 – датчик температуры масла, 9 – тахометр, S – ключ включения стартера.

В ШИП отсутствуют контакты тягового реле, а используются современные ключевые элементы. Повышение эффективности представленной на рис. 1 системы пуска обусловится применением карбид-кремниевых полевых транзисторов с точки зрения повышения КПД и снижения массогабаритных параметров ШИП.

На сегодняшний день в ШИП используются быстрые кремниевые IGBT модули, предельная частота коммутации которых ограничена 35 кГц. Однако для систем пуска двигателей оптимальную частоту ШИП можно оценить в 40..80 кГц. Минимальной частоте диапазона соответствуют минимальные динамические потери в ШИП, а максимальной частоте – минимальные габариты фильтров. Высокие потери приводят к разогреву приборов и необходимости установки громоздких теплоотводов. К тому же, при увеличении частотных возможностей силовых ключей, следует учитывать условия эксплуатации систем пуска: высокие

температуры окружающей среды в жаркие сезоны вплоть до 50°С, высокогорные районы, что затрудняет отвод тепла. Следовательно, доступная для использования мощность силового модуля может быть в несколько раз меньше номинальной. По этой причине частота ШИП в системах пуска с IGBT модулями фактически ограничена 20 кГц, на которой остаются актуальными проблемы, связанные установкой массивных фильтров, что приводит к увеличению общей массы преобразователя.

Одним из перспективных путей является использование силовой части на карбид-кремниевых полевых MOSFET-транзисторах с изолированным затвором, главным преимуществом которых перед полевыми транзисторами с *p-n* переходом является их закрытое состояние при отсутствии управляющего сигнала, то есть не требуется подачи напряжения запирания перед подачей напряжения на силовую часть схемы [2-3]. Для оценки серийно выпускаемых типов карбид-кремниевых силовых ключей выбраны ориентировочные требования к ключам: выдерживаемое напряжение – не менее 24 В, пропускаемый в статическом режиме ток – не менее 650 А, допустимая частота переключений – не ниже 50 кГц.

Суммарные потери складываются из потерь прямой проводимости и коммутационных потерь в транзисторах и диодах. Расчет статических и динамических потерь в IGBT модуле проводился согласно рекомендациям [4] по формулам (2), (3), а в диодах - по формулам (4), (5):

$$m = \frac{2U_{вых}}{U_1}; \qquad (1)$$

$$P_{ст(IGBT)} = \left(\frac{1}{2\pi} + \frac{m\cdot\cos\varphi}{8}\right)\cdot U_{КЭ0}\cdot I_1 + \left(\frac{1}{8} + \frac{m\cdot\cos\varphi}{3\pi}\right)R_{КЭ}\cdot I_1^2; \qquad (2)$$

$$P_{дин(IGBT)} = f\cdot E_{вкл-выкл}\cdot\frac{\sqrt{2}}{\pi}\cdot\frac{I_{вык}}{I_{ном}}\cdot\left(\frac{U_л}{U_{кл}}\right)^{K1}\cdot\left(1+\theta_1\left(T_{КР}-T_{О.С}\right)\right); \qquad (3)$$

$$P_{ст\,Д} = \left(\frac{1}{2\pi} - \frac{m\cdot\cos\varphi}{8}\right)\cdot U_{Д0}\cdot I_1 + \left(\frac{1}{8} - \frac{m\cdot\cos\varphi}{3\pi}\right)R_{Д}\cdot I_1^2; \qquad (4)$$

$$P_{дин\,Д} = f_Д\cdot E_Д\cdot\left(\frac{\sqrt{2}}{\pi}\cdot\frac{I_{вык}}{I_{ном}}\right)^{K2}\cdot\left(\frac{U_л}{U_{кл}}\right)^{K3}\cdot\left(1+\theta_2\left(T_Д-T_{О.С}\right)\right), \qquad (5)$$

где $E_{вкл\text{-}выкл}$– номинальные динамические потери в IGBT за один цикл переключения; $E_Д$– номинальные динамические потери в ультрабыстром антипараллельном диоде за один цикл переключения; – амплитудное значение тока в линейном проводнике; *I ном*– номинальное значение тока через ключ; *K1*=1,4, *K2*=0,6, *K3*=0,6– эмпирические коэффициенты; $P_{стат(IGBT)}$, $P_{стат(Д)}$– мощности статических потерь; $P_{дин(IGBT)}$,, $P_{дин(Д)}$ – мощности динамических потерь транзистора и диода; $R_{КЭ}$– ак-

тивное сопротивление коллектор-эмиттер IGBT;$R_Д$– активное сопротивление анод-катод диода; θ_1=0,003, θ_2=0,006 – температурные коэффициенты потерь; $T_{0.C}$.– номинальная температура кристалла; $T_{кр}$, $T_д$ – фактические температуры кристаллов;$U_Л$– действующее значение линейного напряжения; $U_{кэ0}$– напряжение открытия коллектор-эмиттер IGBT;$U_{вых}$– амплитудное значение линейного напряжения; $U_{д0}$– напряжение открытия перехода анод-катод диода.

Формулы для расчета потерь и температур в MOSFET модуле аналогичны формулам для IGBT, за исключением формулы статических потерь в транзисторе [3,4]:

$$P_{стта(MOSFET)} = \left(\frac{1}{8} + \frac{m \cdot \cos\varphi}{3\pi}\right) R_{СИ} \cdot I_1^2, \qquad (6)$$

где $R_{СИ}$ – сопротивление сток-исток MOSFET.

Температурные коэффициенты потерь MOSFET модуля составляют θ_1=0,0015, θ_2=0,0005. Температуры корпуса и кристаллов вычисляются по следующим формулам:

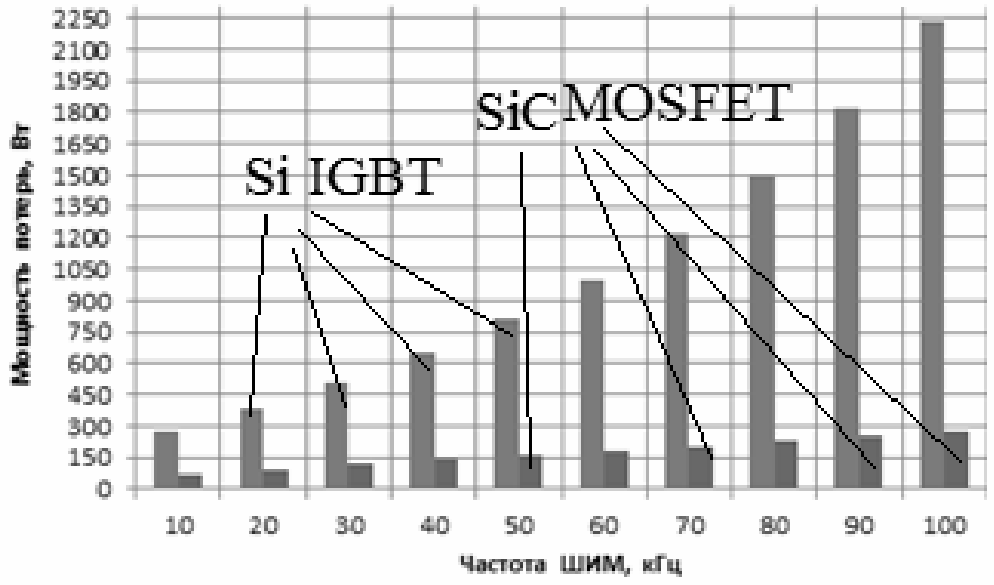
$$T_К = 2\left(P_{стат(IGBT)} + P_{дин(IGBT} + P_{стта(Д)} + P_{дин(Д)}\right) \cdot R_{К-ОС} + T_{ОС}; \qquad (7)$$

$$T_{кр} = 2\left(P_{стат} + P_{дин}\right) \cdot R_{КР-К} + T_К, \qquad (8)$$

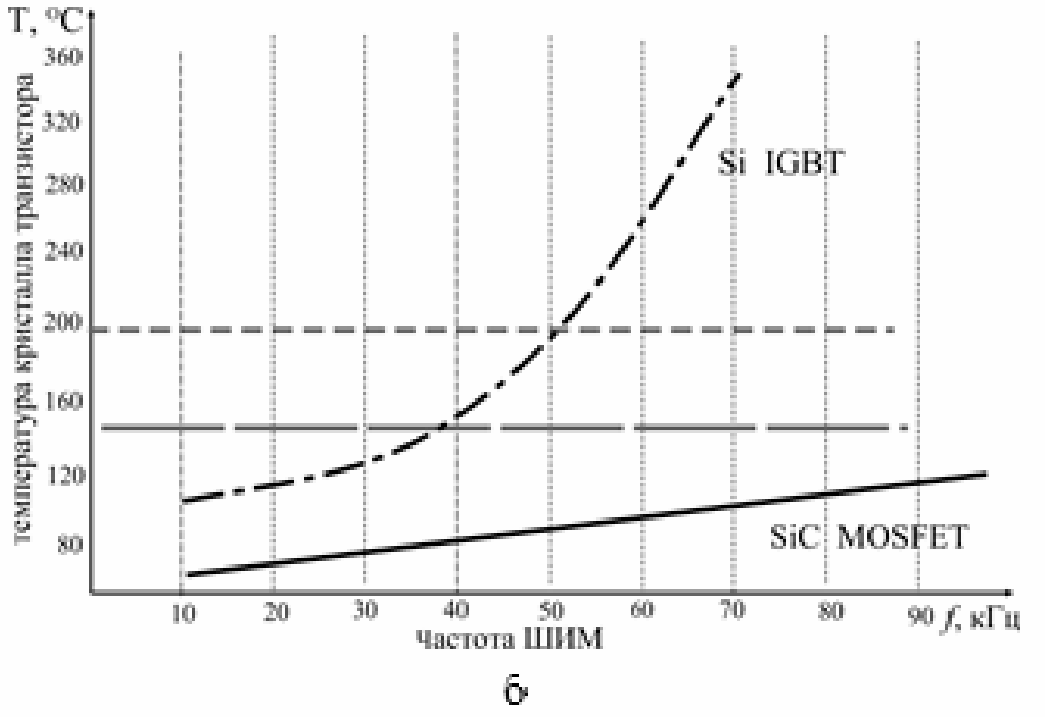
где $T_к$ – температура корпуса, $T_{ОС}$ – температура окружающей среды, $R_{К\text{-}ОС}$ – тепловое сопротивление «корпус-окружающая среда», $R_{КР\text{-}К}$ – тепловое сопротивление «кристалл транзистора-корпус».

Полученные результаты приведены на рис. 2.

Анализ полученных тепловых расчетов кремниевого IGBT модуля и карбид-кремниевого MOSFET транзистора демонстрируют меньшие потери в карбид-кремниевой силовой части при частотах ШИП от 10 до 90 кГц. Перегрузка кристаллов IGBT по температуре происходит при частоте ШИП 35 кГц, а выход из строя – не более чем при 50 кГц. Карбид-кремниевый MOSFET модуль не перегружается во всем заданном диапазоне частот. В наиболее тяжелом режиме работы при частоте 90 кГц происходит разогрев перехода лишь до 120˚С, что обеспечивает значительный запас по мощности. Статические потери в модулях значительно различаются, а динамические потери на частоте ШИМ 50 кГц различаются более чем в 5 раз. Это объясняется как отсутствием тока утечки у карбид-кремниевых MOSFET-транзисторов, так и отсутствием эффекта обратного восстановления у карбид-кремниевого диода Шоттки. Дополнительный вклад в увеличение температуры кремниевого модуля вносят положительные температурные коэффициенты динамических потерь.



а



б

Рис. 2. Сравнительный анализ результатов расчета:
а – зависимость мощностей суммарных потерь модулей IGBT и MOSFET от частоты ШИП; б – зависимость температур кристаллов транзисторов от частоты ШИП

Благодаря высоким динамическим характеристикам и повышенной рабочей температуре карбид-кремниевые ключи перспективны для применения в системах электростартерного пуска ДВС с ШИП. При близких сопротивлениях открытого канала карбид-кремниевые

MOSFET демонстрирует в 5 раз меньшие динамические потери, что приведет к снижению габаритных размеров охладителей для силовых модулей. По температурным характеристикам карбид-кремниевые MOSFET также превосходит кремниевый аналог. Для кремниевых приборов предельной температурой перехода считается 150˚С, тогда как для карбид-кремниевых приборов она составляет 225˚С.

Система электростартерного пуска ДВС с ШИП улучшает пусковые характеристики стартера в зависимости от условий работы ДВС за счет эффективного и полного использования энергии аккумуляторной батареи, уменьшения потерь в системе пуска, уменьшения шума и износа за счет отсутствия трущихся и движущихся деталей, возможности автоматического управления работой стартера за счет введения микропроцессора. Проведенные результаты расчетов демонстрируют более высокую эффективность применения карбид-кремниевой силовой части при увеличении частот ШИП до 90 кГц, что открывает новые пути к снижению массы и размеров преобразователей в системах пуска. При использовании карбид-кремниевых приборов параллельно решаются задачи повышения теплоостойкости систем пуска.

Список литературы

1. Поливаев, О.И. Электронные системы управления бензиновых двигателей [Текст]: учебное пособие / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, О.С. Ведринский. — М.: КНОРУС, 2011. — 96 с.

2. Войтович, В. Si, GaAs, SiC, GaN – силовая электроника. Сравнение, новые возможности [Текст] / В. Войтович, А. Гордеев, А. Думаневич // Силовая электроника, 2010. −№ 5. − С. 4-10.

3. Демут, Ф. Технология SiC в модулях SEMIKRON [Текст] /Ф. Демут, А. Колпаков // Силовая электроника, 2014. − № 1. − С. 34-38.

4. Кирстед, П. Второе поколение SiC MOSFET с повышенной эффективностью и сниженной стоимостью [Текст] / П. Кирстед // Силовая электроника, 2013. −№ 6. − С. 24-26.

УДК 631.372:625.032.86

Поливаев О.И., Костиков О.М.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ НА ПОЧВУ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье теоретически определены показатели воздействия движителей колесных сельскохозяйственных тракторов на почву, проведено их сравнение с установленными нормативными значениями для весеннего и летне-осеннего периодов сельскохозяйственных работ, приведены рекомендации для снижения значений показателей воздействия движителей сельскохозяйственных тракторов на почву.

Ключевые слова: тракторы, почва, пневматические шины, оценка воздействия, давление движителя, механическое напряжение, площадь контакта.

Annotation. The paper theoretically defined impact indicators propulsion of wheeled agricultural tractors on the ground, their comparison with established standard values for the spring and summer and autumn agricultural work, are recommendations to reduce the values of impact indicators propulsion of agricultural tractors on the ground.

Keywords: tractors, soil, pneumatic tires, impact assessment, the pressure propulsion, mechanical stress, the contact area.

Во время работы сельскохозяйственных тракторов их двигатели загрязняют окружающую среду [1], а движители воздействуют на почву вызывая ее сжатие и сдвиг и оказывают неблагоприятное влияние на ее плодородие и урожайность культур. При этом в весенний период сельскохозяйственные операции могут выполнять при высокой влажности почвы, что увеличивает негативное воздействие движителей на почву.

Оценка воздействия движителей сельскохозяйственной техники на почву проводится путем сравнения действительных значений максимального давления движителей на почву q_k и нормального механического напряжения в почве σ_h с их нормативными значениями установленными ГОСТ 26955-86 [2].

Согласно ГОСТ 26953-86 [3], для одиночного колесного движителя значение максимального давления на почву q_k в кПа определяется по формуле

$$q_k = \bar{q}_k \cdot K_2, \quad (1)$$

где $\bar{q}_k$ – среднее давление колесного движителя на почву, кПа;

K_2 – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины, $K_2 = 1{,}5$.

Среднее давление колесного движителя на почву определяется как

$$\bar{q}_k = \frac{G_к}{10^3 F_{кп}}, \qquad (2)$$

где $G_к$ – статическая нагрузка на почву единичным колесным движителем, Н;

$F_{кп}$ – площадь контакта шины колеса с почвой приведенная к условиям работы на почвенном основании, м^2.

Площадь контакта шины колеса с почвой приведенную к условиям работы на почвенном основании, вычисляют по формуле

$$F_{кп} = F_к \cdot K_1, \qquad (3)$$

где $F_к$ – контурная площадь контакта протектора шины, м^2;

K_1 – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины колеса, его значения регламентируется ГОСТ 26953-86.

Контурная площадь пятна контакта протектора шины определяется экспериментально по ГОСТ 7057-2002 [4] на жестком основании и рассчитывается по формуле

$$F_к = \frac{\pi}{4} a_к b_к, \qquad (4)$$

где $a_к$ и $b_к$ – соответственно длина и ширина отпечатка пятна контакта протектора шины, м.

Таким образом, для определения размеров отпечатка пятна контакта на жестком основании и дальнейшего расчета контурной площади пятна контакта протектора шины, необходимо проведение экспериментальных исследований. Однако для определения размеров отпечатка существуют и теоретические зависимости, обеспечивающие высокую точность [5, 6, 7], при этом длина и ширина отпечатка пятна контакта протектора шины, определяются как

$$a_к = C_3 \sqrt{D f - f^2}, \qquad (5)$$

$$b_к = 2\sqrt{2 R_{пр} f - f^2}, \qquad (6)$$

где $C_3 = \dfrac{20{,}5}{11{,}9 + \left| \dfrac{D}{B} - \dfrac{|n-9|}{2} - 3 \right|}$; $R_{пр} = (2B + D - d)/5$;

D – наружный диаметр профиля шины, м;

B – ширина профиля шины, м;

n – норма слойности шины;

f – статический прогиб шины, м;

d – посадочный диаметр обода шины, м.

В указанных формулах неизвестной величиной является статический прогиб шины, который может быть найден из ее универсальной характеристики по формуле [7]

$$f = \frac{C_2 G_к}{2(p_w + p_0)} + \sqrt{\left[\frac{C_2 G_к}{2(p_w + p_0)}\right]^2 + C_1 G_к}\,. \qquad (7)$$

где p_w – давление воздуха в шине, кПа;

p_0 – условное давление воздуха в шине, кПа;

C_1 ($м^2$/кН) и C_2 (1/м) – постоянные для шины коэффициенты, определяемые по результатам ее статических испытаний.

Условное давление воздуха в шине можно определить как

$$p_0 = 16{,}7\,n\left(\sqrt{\frac{D}{B}} - 1{,}4\right) - 28 \ge 0\,. \qquad (8)$$

Значения коэффициентов C_1 и C_2 определяются по формулам [6, 7]

$$C_1 = \frac{\sum\limits_{i=1}^{N} x_i^2 \sum\limits_{i=1}^{N} y_i - \sum\limits_{i=1}^{N} x_i \sum\limits_{i=1}^{N} x_i y_i}{N\sum\limits_{i=1}^{N} x_i^2 - \left(\sum\limits_{i=1}^{N} x_i\right)^2}, \qquad (9)$$

$$C_2 = \frac{N\sum\limits_{i=1}^{N} x_i y_i - \sum\limits_{i=1}^{N} x_i \sum\limits_{i=1}^{N} y_i}{N\sum\limits_{i=1}^{N} x_i^2 - \left(\sum\limits_{i=1}^{N} x_i\right)^2}, \qquad (10)$$

где $x_i = \dfrac{[f]}{p_{wi} + p_0}$; $y_i = \dfrac{[f]^2}{G_{ki}}$;

$[f]$ – допустимый статический прогиб шины, м;

p_{wi} и G_{ki} - внутреннее давление воздуха в шине, кПа и соответствующая ей допустимая нагрузка, кН;

N – число ступеней нагрузки на шины.

Допустимый статический прогиб шины можно определить по формуле

$$[f] = \frac{D}{2} - r_0\,, \qquad (11)$$

где r_0 – статический радиус шины, м.

Согласно ГОСТ 26953-86 [8] для одиночного движителя значение максимального нормального напряжения в почве σ_h в кПа рассчитывается на глубине $h = 0{,}5$ м по формуле

$$\sigma_h = 0{,}637 \cdot \overline{q_к} \cdot \left[\operatorname{arctg} \frac{a \cdot b}{h\sqrt{a^2 + b^2 + h^2}} + \frac{h \cdot a \cdot b\,(a^2 + b^2 + 2h^2)}{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)\sqrt{a^2 + b^2 + h^2}} \right], \quad (12)$$

где a и b – соответственно 1/2 длины и ширины площади отпечатка пятна контакта м.

На основании зависимостей (1)-(12), используя значения основных параметров пневматических шин для сельскохозяйственных тракторов [9] были определены действительные значения показателей воздействия движителей современных колесных тракторов на почву. Результаты теоретических расчетов показателей воздействия движителей сельскохозяйственных колесных тракторов на почву представлены в табл. 1.

Таблица 1. Значения показателей воздействия шин тракторов на почву

Марка трактора	Обозначение шины	$G_к$, кН	p_w, кПа	$F_{кп}$, м^2	$q_к$, кПа	$\sigma_{0,5}$, кПа	Нормативные значений $q_к$ при влажностях почвы от 0,9 НВ до 0,5 НВ, %	
							Весенний период	Летне-осенний период
1	2	3	4	5	6	7	8	9
РТМ-160	16,9R30 (пер)	17,92	110	0,157	171,2	10,3	214…95	171…82
	16,9R30 (зад)	14,66	75	0,161	136,4	8,4	171…76	136…65
Беларус-1221	14,9R24 (пер)	9,09	59	0,149	91,5	5,3	114…51	92…44
	18,4R38 (зад)	16,88	38	0,246	103,1	9,1	129…57	103…49
TERRION ATM 3180	16,9R30 (пер)	12,43	51	0,175	106,5	7,1	133…59	107…51
	20,8R42 (зад)	23,08	49	0,298	116,3	12,1	145…65	116…55

Окончание таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Беларус-1523	420/70R24 (пер)	10,29	29	0,170	91,1	5,9	114…51	91…43
	20,8R38 (зад)	19,11	21	0,422	68,0	9,3	85…38	68…32
TERRION ATM 5280	480/70R34 (пер)	16,37	46	0,216	113,7	9,1	142…63	114…54
	20,8R42 (зад)	30,4	104	0,278	164,2	16,2	205…91	164…78
Беларус-2022	480/70R30 (пер)	13,61	24	0,265	76,9	7,3	96…43	77…37
	620/70R42 (зад)	25,27	40	0,287	132,2	13,4	165…73	132…63
Беларус-3022	480/70R30 (пер)	19,04	88	0,194	146,8	10,7	184…82	147…70
	620/70R42 (зад)	35,35	104	0,253	210,0	19,2	263…117	210…100
К-744 Р1	28LR26 (пер)	38,54	147	0,240	240,4	21,1	301…134	240…114
	28LR26 (зад)	31,53	98	0,235	201,6	17,3	252…112	202…96
К-744 Р2	30,5LR32 (пер)	42,26	109	0,249	254,3	23,0	318…141	254…121
	30,5LR32 (зад)	34,57	75	0,251	206,4	18,8	258…115	206…98

Сравнение полученных значений максимального давления колесного движителя на почву q_k и максимального нормального напряжение в почве $\sigma_{0,5}$ с их нормативными значениями установленными ГОСТ 26955-86 показало, что большинство указанных в таблице 1 тракторов с одиночными шинами не могут выполнять сельскохозяйственные операции при высокой влажности почвы, как в весенний период так и в летне-осенний период по установленным нормативным значениям максимального давления движителя на почву в зависимости от ее влажности. Для снижения значений максимального давления колесного движителя на почву для этих тракторов необходимо использовать сдвоенные или широкопрофильные шины.

Список литературы

1. Поливаев, О.И. Пути интенсификации очистки отработавших газов дизеля фильтром-нейтрализатором [Текст] / О.И. Поливаев, В.П.

Шацкий, В.А. Байбарин, А.В. Божко // Тракторы и сельскохозмашины. – 2009. –№4. – С. 18-20.

2. ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 7 с.

3. ГОСТ 26953-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 11 с.

4. ГОСТ 7057-2001 Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 11 с.

5. Поливаев О.И. Снижение уплотнения почвы движителями мобильных энергетических средств [Текст] / О.И. Поливаев, В.С. Воищев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013.-Вып 1 (36). – С. 57-59.

6. Поливаев О.И. Повышение эксплуатационных свойств мобильных энергетических средств за счет совершенствования приводов ведущих колес [Текст]: монография / О.И. Поливаев, О.М. Костиков. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2013. – 210 с.

7. Поливаев О.И. Оценка воздействия движителей колесных тракторов на почву [Текст] / О.И. Поливаев, О.М. Костиков, О.С. Ведринский, А.В. Панков // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – №3. – С. 26-28.

8. ГОСТ 26954-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метод определения максимального нормального напряжения в почве. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 4 с.

9. ГОСТ 7463-2003. Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 28 с.

УДК 631.362.3

Мерчалова М.Э.

ИННОВАЦИОННЫЙ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье представлена технологическая схема инновационного семяочистительного агрегата для получения качественных семян зерновых культур за один пропуск.

Ключевые слова: зерно, послеуборочная обработка, разделение на фракции, семяочистительный агрегат.

Abstract. The technical scheme of innovation seeds cleaning aggregate for receiving qualitative seeds of food grains is presented in this article for one admission.

Keywords: seed, post-harvetsting treatment, division on fraction, seeds cleaning aggregate.

Главной задачей процесса послеуборочной обработки зерна является доведение выращенного урожая зерновых культур до состояния, предусмотренного стандартами, с наименьшими потерями, затратами энергии, труда и средств. Следовательно, зерновой ворох, поступающий от комбайнов на ток хозяйства, необходимо в течение нескольких часов очистить и просушить.

Поэтому, для получения качественного зерна при существенном снижении затрат на его послеуборочную обработку, особенно в зонах с благоприятными погодно-климатическими условиями, в период уборки не следует использовать технологию послеуборочной обработки зернового вороха с укладкой его на площадку для временного хранения. При этом, следует применять поточную послеуборочную обработку зернового вороха, т.е. когда он сразу подается на зерноочистительный агрегат, где на воздушно-решетной зерноочистительной машине из него выделяются засорители, а зерновая часть разделяется на основную и фуражную фракции, т.е. разделение зернового вороха на фракции необходимо проводить на самой ранней стадии его послеуборочной обработки.

Основной целью послеуборочной обработки зерна должна быть незамедлительная его очистка от крупных и мелких засорителей, а также выделение в фуражную фракцию щуплого, дробленого и биологически неполноценного зерна с низкими посевными качествами [1,2]. Это может быть достигнуто при использовании поточной фракционной технологии послеуборочной обработки поступающего от комбайнов зернового вороха. При этом на самой ранней стадии послеуборочной обработки из зернового вороха необходимо выделить компоненты, являющиеся благоприятной средой для обитания и размножения микроорганизмов [3]. При этом существенно уменьшаются затраты на перемещение зерна на току.

При разработке перспективных технологических линий следует существенно уменьшать количество транспортирующих органов для перемещения семенной фракции, особенно норий и шнеков [1,2].

Выделение в семенную фракцию на воздушно-решетной машине зерна с лабораторной всхожестью, отвечающей требованиям ГОСТа, позволяет получить достаточную его чистоту. Это позволяет исключить триерный блок при дальнейшей очистке семян и уменьшить при

этом их травмирование. Известно, что триерные блоки травмируют до 7 % семян, в основном шнеком при выгрузке их из овсюжного цилиндра [4].

На заключительном этапе подготовки высококачественных семян наиболее эффективным способом, признанным во всех странах с высокой культурой зернопроизводства, является сепарация зерна по плотности, осуществляемая в псевдоожиженном слое на пневматических сортировальных столах. Совместное воздействие вибрации деки пневмостола и воздушного потока приводит зерновой слой в псевдоожиженное состояние и к всплытию биологически неполноценных зерновок и оставшихся засорителей в верхние слои с последующим распределением их по разным выходам. Пневмосортировальные столы не имеют конструктивных элементов травмирующих семена.

Если воздушно-решетную машину использовать в режиме фракционирования, то при наличии пневмостола можно не применять триер. При этом в технологической линии должно быть установлено минимальное количество транспортирующего оборудования, особенно норий.

При проектировании нового или комплектовании и переоборудовании зерно- и семяочистительного агрегата в конкретном хозяйстве производительность воздушно-решетной машины должна обеспечивать поточную обработку всего, поступающего от комбайнов, зернового вороха без укладки его на временное хранение, т. е. выделять на самой ранней стадии обработки зернового вороха в фуражную и отходовую фракции большую часть засорителей, дробленых и биологически неполноценных зерновок, являющихся благоприятной средой для обитания и размножения микроорганизмов, ухудшающих посевные качества семян даже при непродолжительном хранении необработанного вороха [2,6].

При такой компоновке семяочистительного агрегата значительно уменьшается количество норий, каждая из которых (исключение составляют тихоходные нории) травмирует зерно, да и увеличивает протяженность технологической линии. Такая компоновка семяочистительного агрегата позволяет реализовать поточную обработку, поступающего от комбайнов, зернового вороха на фракционной двухаспирационной воздушно-решетной зерноочистительной машине без укладки его на открытую площадку. Наличие отделения для временного хранения зерна в силосах, с возможностью при необходимости проводить его вентилирование, позволяет вести последующую его обработку в отделении для вторичной очистки зерна с помощью машин для вторичной

очистки при небольшой производительности линии, но обеспечивая при этом получение требуемого качества семян за один пропуск [6].

Технологическая схема предлагаемого инновационного зерно- и семяочистительного агрегата изображена на рис. 1.

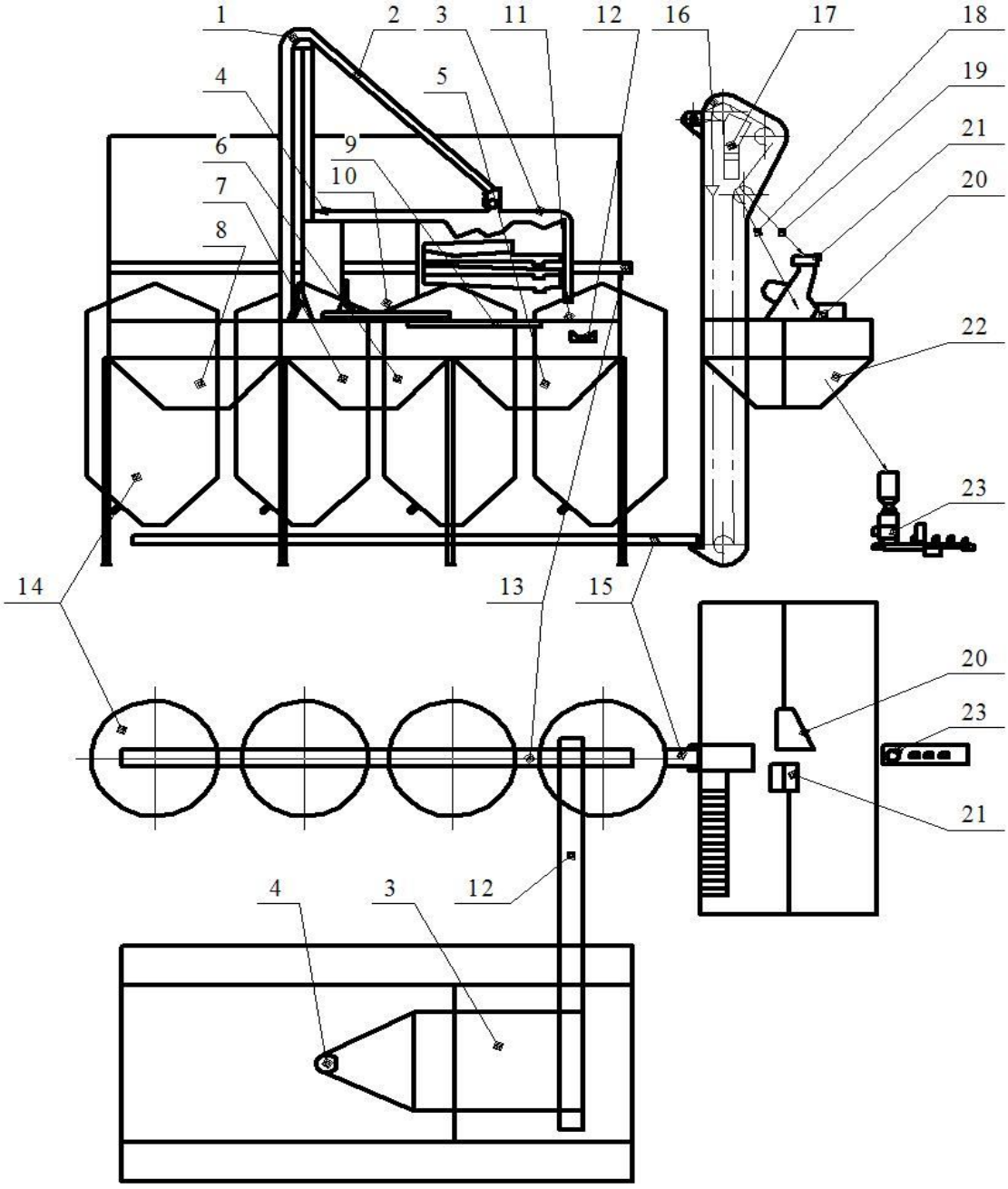


Рис. 1. Технологическая схема инновационного зерно- и семяочистительного агрегата

Инновационный семяочистительный агрегат состоит из отделения для первичной очистки, поступающего от комбайна зернового вороха, включающего приемное устройство с норией 1, самотечное устройство 2, воздушно-решетную фракционную зерноочистительную машину 3, циклон с вентилятором 4, строительное сооружение с бункерами для приема очищенного зерна 5, фуражного зерна 6, неиспользуемых отхо-

дов 7 и резерва 8, шнеков для перемещения фуражного зерна 9 и неиспользуемых отходов 10, направляющего клапана 11 и ленточного транспортера 12, отделения для временного хранения основной фракции после очистки на воздушно-решетной машине, включающего верхний ленточный трнаспортер 13, силоса 14, нижний ленточный транспортер 15 и отделение для окончательной очистки зерна, включающего тихоходную норию 16 с направителем потока зерна 17 с двумя самотечными устройствами 18 и 19, пневмосортировальный стол 20, фотосепаратор 21, строительное сооружение с бункерами для приема очищенного 22 и фуражного зерна 23, участка протравливания (при необходимости) и затаривания семян 24 [5].

Направляющий клапан 11 размещен над ленточным транспортером 12 и может устанавливаться в двух положениях для подачи зерна очищенного на воздушно-решетной фракционной зерноочистительной машине 3 на ленточный транспортер 12 или в бункер очищенного зерна 5.

Разработанный инновационный зерно- и семяочистительный агрегат решает задачу получения качественных семян за один пропуск и снижения затрат энергии на их подготовку.

Список литературы

1. Влияние современных зерноочистительных машин и оборудования на качество семян и выбор наиболее перспективных для разработки или реконструкции семяочистительных линий (Рекомендации) [Текст] / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, А.М. Гиевский, А.А. Сундеев [и др.] // Главное управление аграрной политики Воронежской области, ФГОУ ВПО «ВГАУ им. К.Д. Глинки», ООО «СемМаш», Воронеж. – 2008. – 33 с.

2. Совершенствование механизации производства семян зерновых культур: рекомендации [Текст] / А.П. Тарасенко А.П., В.И. Оробинский, А.М. Гиевский, М.Э. Мерчалова [и др.] // М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2014. – 60 с.

3. Оробинский, В.И. Влияние микроорганизмов и срока хранения на посевные качества семян [Текст] / В.И. Оробинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – № 11. – С. 5-6.

4. Тарасенко, А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке [Текст] / А.П. Тарасенко. – Воронеж: ВГАУ, 2003. – 331 с.

5. Тарасенко А.П. Универсальный зерно- и семяочистительный агрегат [Текст] / А.П. Тарасенко, М.Э. Мерчалова // Воронеж. гос. аграр. ун-т. - Патент № 2551091.- Заявл. 03.12.2013; Опубл. 20.05.2015; Бюл. № 14.

6. Современные технологии хранения зерна в хозяйствах [Текст]: учебное пособие / А.П. Тарасенко, И.В. Баскаков, А.В. Чернышов, М.Э. Мерчалова – Воронеж: ФГБОУ Воронежский ГАУ, 2014. – 135 с.

7. Влияние режимов работы очистки комбайна на потери и травмирование зерна при уборке [Текст] / В.И. Оробинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. - №2. – С. 6-7.

8. Пат. на изобретение RU 2298441 Аспирационная система зерноочистительной машины / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, В.В. Шередекин, В.А. Сундеев, А.И. Королев. Заявитель и патентообладатель: Воронежский ГАУ, 19.04.2005.

УДК 631.421.2

Миронова О.В. , Стекольников К.Е.

УФ-СПЕКТРОСКОПИЯ КАК МЕТОД ИЗУЧЕНИЯ ОСОБЕННОСТЕЙ СТРОЕНИЯ МОЛЕКУЛ ГУМУСОВЫХ ВЕЩЕСТВ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. Методами УФ, ИК-спектроскопии исследовано строение гумусовых и фульвокислот чернозема выщелоченного. Показано четкое разделение гуминовых кислот вариантов опыта по величине оптической плотности на три группы. Установлено, что по величине коэффициента цветности фульвокислоты сильно ароматизированы.

Ключевые слова: ИК-спектроскопия, УФ, фульвокислоты, гумусовые кислоты

Abstract: The structure of humic and fulvic acids of alkaline chernozem was studied by UV and IR-spectroscopy. It was shown clear division of humic acids of the experiment variants by value of optical density on tree groups. Fulvic acids are proved to be very aromatic by the colour of the coefficient value.

Key words: IR-spectroscopy methods, UV, fulvic acid, humic acid.

Химический состав и строение гумусовых кислот одни из фундаментальных задач в почвоведении. Данные об этих показателях позволяют предвещать физико-химические и физические свойства почв, такие как буферность, емкость поглощения, водоудерживающую способность. Из ряда различных методов исследования гумусовых кислот наиболее информативными являются оптические, основанные на данных светопоглощения в довольно-таки широком интервале длин волн. Если методом инфракрасной (ИК) спектроскопии выявляются четкие полосы поглощения, которые позволяют определить состав, строение гумусо-

вых кислот и их различия для разных типов почв, то в ультрафиолетовой (УФ) области спектра наблюдаются монотонно убывающие зависимости оптической плотности растворов с увеличением длины волны [1]. Трудность расшифровки таких спектров связана со сложным строением молекул гумусовых кислот, содержащих различные хромофорные и ауксохромные группировки. Их многообразие вызывает сдвиг максимумов поглощения в батохромную область и их перекрытие [2] в результате чего формируется вид кривой светопоглощения.

Важным в работе является выявление особенностей строения гумусовых веществ почв, извлекаемых методом последовательной экстракции при различных значениях pH. Изучались особенности строения молекул разных форм гумуса, выделялись разные формы гумуса, выявлялось влияние применения удобрений и мелиоранта на оптические свойства различных форм гумуса.

Для гумусовых веществ характерна высокая интенсивность светопоглощения в ультрафиолетовой области, что дает возможность использовать метод УФ-спектроскопии при изучении их строения [3]. С помощью этого метода можно проводить качественный и количественный анализ.

Наиболее широкое применение получили показатели оптической плотности (D) растворов ГВ в видимой области спектра (350-800 нм) [4]. Изучению же спектральных свойств ГВ в ближней УФ-области (195-350 нм) уделяется значительно меньшее внимание, несмотря на то, что эта область спектра является наиболее информативной при изучении структуры органических молекул [5].

Материалы и методы исследований. Исследовались гумусовые вещества, выделенные из чернозема выщелоченного стационара кафедры агрохимии, заложенного в 1987 г на опытной станции ВГАУ. Почвенный покров стационара представлен черноземом выщелоченным среднемощным среднегумусным тяжелосуглинистым со следующими физико-химическими характеристиками пахотного слоя (в скобках даны средние значения): содержание гумуса 4,20%, pH водной вытяжки 5,58-6,15 (5,90), pH солевой вытяжки 5,14-5,48 (5,32), сумма обменных оснований 26,3-30,3 (28,03) мг.-экв/100 г почвы, гидролитическая кислотность 5,20-7,03 (6,01) мг.-экв/100 г почвы, степень насыщенности основаниями 81-85 (82)%.

В опыте использован следующий севооборот: пар черный, озимая пшеница, сахарная свекла, вико-овсяная смесь, озимая рожь (с 2006 г. озимая пшеница), ячмень.

Все культуры севооборота выращивались с учетом агротехнических требований их возделывания в условиях Воронежской области.

Минеральные удобрения вносились ежегодно. Применялась аммиачная селитра, двойной суперфосфат, хлористый калий. Навоз вносился один раз за ротацию севооборота под сахарную свеклу в дозе 40 т/га.

Дефекат в дозе 28 т/га был внесен в черном пару под озимую пшеницу в 1987 и повторно в дозе 20 т/га в 1999 году (начало третьей ротации севооборота) на 13 и 15 вариантах. В 2005 году (начало четвертой ротации севооборота) внесено по 22 т/га дефеката на 13 и 15 вариантах.

Для проведения исследований нами были выбраны следующие варианты опыта: 1 – контроль абсолютный, 2 – контроль фон (40 т/га навоза), 3 – фон + $N_{60}P_{60}K_{60}$, 5 – фон + $N_{120}P_{120}K_{120}$, 13 – фон + 21 т/га дефеката, 15 – $N_{60}P_{60}K_{60}$ + 21 т/га дефеката. Образцы почвы отбирались послойно с шагом 20 см до глубины 1 метр.

Гумусовые вещества выделялись из почвы путем последовательной экстракции горячей водой (по Кершенсу), 0,1 н раствором гидроксида натрия, смесью 0,1 н растворов пирофосфата натрия с гидроксидом натрия при pH 7; 10; 13. Электронные спектры экстрактов снимались на спектрофотометре СФ 101 в диапазоне длин волн 200-350 нм с шагом 5 нм.

Результаты исследований. Электронные спектры щелочной вытяжки из недекальцированной почвы вызывают наибольший интерес. Наблюдается четкое разделение вариантов по величине оптической плотности на три группы. Первая группа с максимальной оптической плотностью представлена вариантами с одной и двойной дозами минеральных удобрений. Наименьшая оптическая плотность наблюдается на вариантах с дефекатом, а контрольные варианты занимают промежуточное положение. Однако сами кривые практически идентичны, гумусовые кислоты этой формы имеют достаточно выраженную ядерную, и хорошо выраженную алифатическую структуры. Максимальные величины коэффициентов цветности характерны для абсолютного контроля и фонового вариантов 4,33 и 4,75 соответственно. Минимальные величины коэффициентов цветности характерны для вариантов с дефекатом по органическому и минеральному фонам, 3,67 и 3,16 соответственно. По величине коэффициентов цветности варианты с одной и двойной дозами минеральных удобрений занимают промежуточное положение, 4,00 и 3,96 соответственно.

Это позволяет сделать вывод о том, что органические удобрения способствуют алифатизации щелочнорастворимой формы гумуса, а минеральные удобрения и дефекат их ароматизации.

Электронные спектры лабильного гумуса характеризуются незначительным варьированием оптической плотности. Однако сами кривые практически идентичны, гумусовые кислоты и этой формы имеют дос-

таточно выраженную ядерную, и хорошо выраженную алифатическую структуры. Следует отметить, что лабильный гумус, судя по величинам коэффициентов цветности более алифатизирован, чем остальные формы гумуса. Распределение вариантов по оптической плотности практически обратное в сравнении со щелочнорастворимой формой.

Таким образом, если органические удобрения способствуют ароматизации, то минеральные удобрения и мелиорант алифатизации лабильного гумуса. Максимально этот эффект проявляется на варианте с дефекатом по органическому фону.

Оптическая плотность потенциально лабильной формы гумуса варьирует в более широком, чем у лабильного гумуса диапазоне. Судя по величинам коэффициентов цветности, потенциально лабильный гумус более ароматизирован, чем лабильный. Распределение вариантов по оптической плотности имеет обратный характер по отношению к щелочнорастворимому гумусу.

Самый сложный характер электронных спектров наблюдается у стабильной формы гумуса. Для нее характерна самая низкая величина оптической плотности (при самом большом разведении), причем максимальные величины наблюдаются на абсолютном контроле, а минимальные на варианте органического фона, хотя по величинам коэффициентов цветности они различаются незначительно - 3,20 и 3,37 соответственно. Эта форма гумуса имеет самую высокую ароматичность.

Оптическая плотность ГК щелочнорастворимого гумуса варьирует незначительно, однако варианты опыта сгруппированы идентично спектрам щелочнорастворимого гумуса. ГК более алифатизированы, чем щелочнорстворимый гумус. Максимально это проявляется на контроле органического фона. Минеральные удобрения повышают, а дефекат снижает алифатичность ГК. Следует отметить, что у ГК наблюдается незначительный батохромный эффект по сравнению с ФК. Для ФК характерна высокая ароматичность молекул, величина коэффициента цветности варьирует в пределах 2,10-2,57 за исключением варианта с двойной дозой минеральных удобрений, где он равен 4,33, т.е. на этом варианте молекулы алифатизированы. Т.о. органические и одна доза минеральных удобрений повышают ароматичность ФК, а дефекат незначительно снижает.

Оптическая плотность ГК лабильного гумуса варьирует в достаточно широком диапазоне 0,11-0,36. Судя по величинам коэффициентов цветности, ГК этой формы гумуса более ароматизированы, чем ГК щелочнорастворимого гумуса. Как и у щелочнорастворимого гумуса наблюдается батохромный эффект, максимум оптической плотности смещен в область 220-225 нм. На варианте с одной дозой минеральных

удобрений ГК максимально ароматизированы, а на варианте с дефекатом с минеральными удобрениями алифатизированы, коэффициенты цветности 2,91 и 5,19 соответственно.

Оптическая плотность ФК лабильного гумуса практически идентична таковой у щелочнорастворимого гумуса, однако максимальная оптическая плотность наблюдается на варианте с дефекатом по органическому фону, а минимальная с дефекатом совместно с минеральными удобрениями. По величинам цветности ФК контрольных вариантов и с дефекатом по минеральному фону наиболее алифатизированы, а на остальных вариантах, наоборот, ароматизированы. Удвоение дозы минеральных удобрений усиливает этот процесс.

По оптической плотности потенциально лабильного ГК вариантов аналогичны спектрам этой формы гумуса, однако они более четко различаются по их группировке. Так варианты с дефекатом имеют максимальную оптическую плотность, с минеральными удобрениями минимальную, а контрольные варианты промежуточную. ГК более ароматизированы, чем ГК лабильного гумуса. Максимально ароматизированы ГК вариантов с минеральными удобрениями, а минимально ГК контрольных вариантов и с дефекатом по минеральному фону. ФК потенциально лабильного гумуса в целом несколько более ароматизированы, чем ФК лабильного гумуса. Максимально ароматизированы ФК контрольных вариантов и с дефекатом, а минимально с минеральными удобрениями. В отличие от ГК этих вариантов ФК алифатизированы.

Самые сложные спектры получены по ГК и ФК стабильного гумуса. Высокая исходная интенсивная окраска ГК этой формы гумуса потребовала самого большого разбавления 1:100. Самая высокая оптическая плотность наблюдается у ГК варианта с дефекатом по органическому фону, а минимальная на варианте с двойной дозой минеральных удобрений. ГК этой формы гумуса в неодинаковой степени ароматизированы. Максимально ароматизированы ГК с одной дозой минеральных удобрений, а минимально на варианте с дефекатом по органическому фону.

Самые сложные спектры получены для ФК стабильного гумуса. Прежде всего, следует отметить высокую оптическую плотность исходного раствора ФК. Сами спектры очень сложные, с многочисленными, хорошо выраженными максимумами, характеризующие как ароматические структуры, так и алифатические. ФК этой формы гумуса имеют хорошо выраженный батохромный эффект, максимум поглощения смещен в область 203 нм.

Максимальная оптическая плотность наблюдается на варианте с дефекатом по органическому фону, а минимальная на варианте органи-

ческого фона. Судя по величине коэффициента цветности, ФК предельно ароматизированы, причем по этому показателю варианты опыта не различаются.

Заключение. Таким образом, УФ-спектроскопия является экспрессным информативным методом для изучения особенностей строения молекул гумусовых веществ.

Список литературы:

1. Дюшофур, Ф. Методы фракционирования гумуса, его типы, роль в агрегатообразовании [Текст] / Ф. Дюшофур, М. Гайфе. // Почвоведение. – 1992. – № 10. – С.112-121.

2. Ганжара, Н.Ф. Почвоведение [Текст] / Н.Ф. Ганжара. – М.: Агропромиздат, 2001.– 392 с.

3. Иоффе, Б.В. Физические методы определения строения органических соединений [Текст] / Б.В. Иоффе, Р.Р. Костиков. – М.: Высш. школа, 1984. – 336 с.

4. Литвинович, А.В. Изменение гумусного состояния дерново-подзолистой песчаной почвы при окультуривании и последующем исключении из хозяйственного оборота [Текст] / А.В. Литвинович, О.Ю. Павлова, Д.В. Чернов, А.С. Фомина // Агрохимия. – 2004. – № 8. – С. 3-19.

5. Свердлова, О.В. Электронные спектры в органической химии [Текст] / О.В.Свердлова. – Л.: Химия, 1985. – 248 с.

УДК 621.31.004.1

Помогаев Ю.М., Картавцев В.В., Лакомов И.В

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СЕЛЬСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ РЕЗЕРВИРОВАНИЯ

ФГБОУ ВО « Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра1», г.Воронеж

Аннотация. В статье рассмотрены единичные и комплексные показатели надежности применительно к системам электроснабжения, приведены различные структурные схемы соединения элементов СЭС и формулы для определения показателей надежности в этих схемах.

Ключевые слова: надежность, электроснабжение, электроприемник.

Annotation. The article deals with individual and complex performance reliability with respect to the power supply system, given the various structural elements of the connection diagrams and formulas to determine the parameters of reliability in these schemes.

Keywords: reliability, power supply, power consumers.

В отношении обеспечения надежности электроснабжения электроприемники в соответствии с Правилами устройства электроустановок [3] разделяются на три категории. Электроприемники первой категории - электроприемники, перерыв в электроснабжении которых может повлечь за собой опасность для жизни людей, угрозу для безопасности государства, значительный материальный ущерб, расстройство сложного технологического процесса, нарушение функционирования особо важных элементов коммунального хозяйства, объектов связи и телевидения. Из состава электроприемников первой категории выделяется особая группа электроприемников, бесперебойная работа которых необходима без аварийного останова производства с целью предотвращения угрозы для жизни людей, взрывов и пожаров. Применительно к сельскохозяйственным потребителям к первой категории относятся крупные животноводческие комплексы и фермы (молочно-товарные фермы на 400 голов, комплексы по выращиванию и откорму крупного рогатого скота на 5000 голов и более, комплексы по выращиванию и откорму 12 000 свиней в год), а также птицефабрики. В сельской местности к первой категории также относятся электроприемники особо важных объектов несельскохозяйственного назначения – операционные отделения больниц, родильные дома.

Электроприемники второй категории – электроприемники, перерыв в электроснабжении которых приводит к массовому недоотпуску продукции, массовому простою рабочих, механизмов, нарушению нормальной деятельности значительного количества городских и сельских жителей. В сельской местности к таким потребителям относятся: животноводческие и птицеводческие фермы небольшой производительности, тепличные комбинаты, кормоприготовительные предприятия, картофелехранилища, холодильники, инкубационные цехи рыбоводческих хозяйств.

Электроприемники третьей категории – все остальные электроприемники, непопадающие под определение первой и второй категорий.

Надежность систем электроснабжения зависит от множества факторов, большинство из которых являются случайными. Обобщенные качественные показатели надежности не пригодны для инженерных целей, т.к. они не позволяют: рассчитывать надежность существующих и вновь вводимых аппаратов; сравнивать надежность различных элементов и систем; рассчитывать сроки службы и необходимое количество запасных деталей для нормальной эксплуатации системы; намечать пути повышения надежности. Поэтому для практических расчетов в системах электроснабжения применяют количественные

характеристики надежности, полученные методами теории вероятности и математической статистики:

1) Вероятность безотказной работы P(t) - это вероятность того, что в заданном интервале времени t при определенных режимах и условиях эксплуатации не произойдет ни одного отказа:

$$P(t) = P\{T \geq t\}, \quad (1)$$

где T – время непрерывной работы системы до первого отказа.

Эта функция наиболее полно определяет надежность системы и ее отдельных элементов. На практике ее можно определить, зная статистические (эксплуатационные) данные об отказах, по выражению:

$$P(t) = \frac{N_0 - n(t)}{N_0} \quad (2)$$

где N – начальное число исследуемых элементов; n(t) – число элементов, отказавших за время t.

2) Вероятность отказа Q(t) - это вероятность того, что в заданном интервале времени t произойдет хотя бы один отказ:

$$Q(t) = P\{T \leq t\}. \quad (3)$$

Поскольку вероятность отказа и вероятность безотказной работы - события несовместные и противоположные, справедливо равенство:

$$Q(t) = 1 - P(t). \quad (4)$$

Для статистического определения вероятности отказа можно пользоваться формулой:

$$P(t) = \frac{N_0 - n(t)}{N_0}. \quad (5)$$

3) Интенсивность отказов λ(t) - представляет собой условную плотность вероятности возникновения отказа для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник.

$$\lambda(t) = \frac{1}{P(t)} * \frac{dQ(t)}{dt} = \frac{n(t)}{[N_0 - n(t)] * t}. \quad (6)$$

Физический смысл плотности вероятности отказа - это количество отказов элемента на протяжении какого-либо достаточно малого интервала времени. Единица измерения -1/год или год$^{-1}$.

4) Средняя наработка до отказа (T_O) – среднее время работы элемента от периода пуска в эксплуатацию до отказа.

$$T_0 = \frac{\sum_{i-1}^{N} t_{p.i.}}{N}. \quad (7)$$

где N – число испытываемых образцов; $t_{p.i.}$ – срок службы (наработка) i-го образца.

Достоинствами рассмотренных количественных характеристик надежности являются: наглядность, учет всех факторов, влияющих на надежность, способность отслеживать изменение надежности во времени и возможность использования до реализации системы, т.е. на этапе проектирования.

Основным недостатком является то, что данные показатели описывают надежность системы только до первого отказа, т.е. достаточно полно характеризуют только невосстанавливаемые системы. Для многократно восстанавливаемых систем необходимо использовать другие показатели. Особенностью восстанавливаемых объектов является циклический характер работы, когда за работоспособным состоянием следует отказ, затем восстановление и повторный ввод в эксплуатацию. Таким образом весь период жизни элемента является непрерывным потоком отказов и восстановлений (рис. 1).

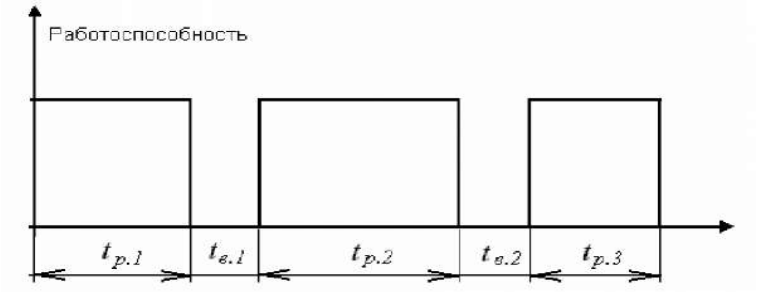


Рис. 1. Поток отказов и восстановлений

5) Основной числовой характеристикой восстанавливаемых систем является параметр потока отказов ω(t) – плотность вероятности возникновения отказа восстанавливаемой системы (элемента), определяемая для заданного момента времени. Если пренебречь временем восстановления, моменты возникновения отказов формируют непрерывный поток (поток отказов), в качестве характеристики которого используется «ведущая функция» ω(t) – математическое ожидание числа отказов за время t:

$$\omega(t) = Mr(t). \qquad (8)$$

где r(t) – число отказов за время t.

Таким образом, функция

$$\omega(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{Mr(t, t+\Delta t)}{\Delta t} = \Omega'(t) \qquad (9)$$

характеризует интенсивность потока отказов восстанавливаемых систем аналогично интенсивности отказов невосстанавливаемых элементов (6).

Изменение параметра потока отказов во времени называется характеристикой жизни объекта и имеет вид кривой, приведенной на рис. 2. Весь срок службы можно разбить на три периода. На первом из них (от 0 до t_1) функция ω(t) имеет достаточно высокое значение, что объясняется повышенным числом отказов элементов, имеющих скрытые дефекты. Этот период называется периодом приработки или пе-

риодом «выжигания» дефектов, которые обусловлены качеством проектирования, изготовления или монтажа.



Рис. 2. Зависимость интенсивности отказов от времени работы элемента

Второй участок (от t_1 до t_2) характеризует период нормальной эксплуатации с практически неизменной интенсивностью отказов. Здесь параметр потока отказов определяется случайными причинами, как правило, внешнего характера, которые не зависят от предыдущего срока работы. Эта составляющая может быть постоянной во времени, если внешние условия неизменны или переменной, если условия меняются (например, сезонное изменение грозовой интенсивности может влиять на электросетевое оборудование).

Третий период (t_2 и далее) – период старения вследствие необратимых физико-химических процессов, где параметр потока отказов вновь возрастает.

Статистически параметр потока отказов можно определить, как отношение числа отказавших элементов в единицу времени к общему числу испытываемых объектов при условии, что все вышедшие из строя элементы восстанавливаются:

$$\omega(t) = \frac{n(t)}{N_0 * t} \qquad (10)$$

6) Наработка на отказ (T_O) – среднее время работы восстанавливаемого элемента между двумя соседними отказами.

Если наработка определяется по статистическим данным об отказах одного образца:

$$T_0 = \frac{\sum_{i-1}^{r} t_i}{r} \qquad (11)$$

где r – число отказов системы за время испытания t; t_i – время безотказной работы между (i-1)-м и i -м отказами.

Если испытание проводится с несколькими образцами, то наработку на отказ следует определять из выражения:

$$T_0 = \frac{\sum_{i-1}^{N} T_{O1}}{N} \qquad (12)$$

где T_{Oi} – наработка на отказ i -го образца, вычисленная по (11);

N – число испытываемых образцов.

7) Среднее время восстановления (T_B) - среднее время отыскания и устранения одного отказа. Данный показатель является достаточно наглядной количественной характеристикой ремонтопригодности системы:

$$T_B = \frac{\sum_{i-1}^{r} \tau_i}{r}, \qquad (13)$$

где r – число отказов системы за определенный период; τ_i – время восстановления после i -го отказа.

Для снижения влияния субъективного фактора при оценке ремонтопригодности систем электроснабжения необходимо обобщать данные большего количества однотипных систем, обслуживаемых различным персоналом:

$$T_B = \frac{\sum_{j-1}^{N} \sum_{i-1}^{r} \tau_{ij}}{\sum_{j-1}^{N} r_j}, \qquad (14)$$

где N – число испытываемых образцов; r_j – число отказов j -го образца; τ_{ij} – время восстановления j -го образца после i -го отказа.

8) Коэффициент готовности *($k_Г$)* – вероятность того, что система будет работоспособна в произвольно выбранный момент времени. Статистически определяется отношением суммарного времени пребывания системы в работоспособном состоянии к общему времени безотказной работы и вынужденных простоев системы, взятых за один и тот же календарный срок:

$$k_Г = \frac{t_p}{t_p + t_П} = \frac{\sum_{i=1}^{r} t_{pi}}{\sum_{i=1}^{r} t_{pi} + \sum_{i=1}^{r} t_{Пi}}. \qquad (15)$$

где t_p – время пребывания системы в работоспособном состоянии; $t_П$ – время вынужденного простоя; r – число перерывов в работе за выбранный календарный срок, включая отказы и остановки для проведения профилактики.

В качестве вынужденного простоя рассматривается время, необходимое для обнаружения и устранения отказов и пуска системы в работу, а также время простоя из-за отсутствия запасных частей и время профилактических работ. При этом не учитывается время простоев на проведение плановых ремонтов и технического обслуживания.

Если время вынужденного простоя в (13) принять равным времени восстановления системы т, а затем числитель и знаменатель уравнения разделить на число отказов r , получим:

$$k_{\Gamma} = \frac{T_o}{T_o + T_B} \ . \qquad (16)$$

Коэффициент готовности является важным показателем надежности систем электроснабжения, так как характеризует не только их эксплуатационные свойства, но и квалификацию обслуживающего персонала. Недостатком такой количественной характеристики является то, что по его величине невозможно судить о времени безотказной работы системы.

9) Коэффициент вынужденного простоя ($k_{П}$) определяет вероятность того, что система в данный момент неработоспособна. Статистически он определяется, как отношение времени вынужденного простоя к общему времени безотказной работы и вынужденных простоев системы, взятых за один и тот же календарный срок:

$$k_{\Pi} = \frac{t_{\Pi}}{t_p + t_{\Pi}} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{r} t_{\Pi i}}{\sum\limits_{i=1}^{r} t_{pi} + \sum\limits_{i=1}^{r} t_{\Pi i}} = 1 - k_{\Gamma} \qquad (17)$$

Одним из эффективных методов повышения надежности СЭС является резервирование. Соединение элементов в структурной схеме надежности может быть последовательным и параллельным (рис. 3).

Параллельное включение элементов является эффективным средством повышения надежности объектов, позволяющим создавать изделия, надежность которых будет выше надежности входящих в них элементов. Основным параметром резервирования является его кратность (m) – отношение числа резервных элементов к числу основных.

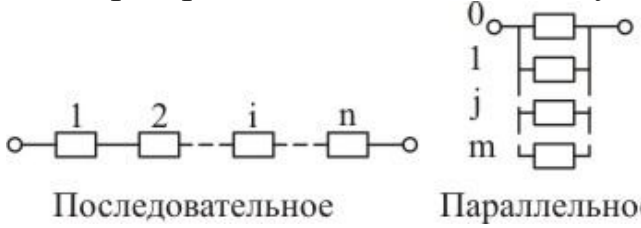


Рис. 3. Последовательное и параллельное соединение элементов в структурной схеме надежности

Существует несколько методов резервирования:

общее (рис. 4) – если резервируется вся система, *раздельное* (рис. 5) – если резервируются отдельные элементы или группы элементов и *смешанное* – предусматривающее совмещение различных методов резервирования. По способу включения резерва различают: постоянный резерв, резерв замещением и скользящее резервирование. При *постоянном* резерве резервный элемент подключается к основному в течение всего времени работы и находится с ним в одинаковом режиме. При использовании резерва *замещением* резервный элемент подключается на место основного только после отказа последнего и принимает на себя его функции

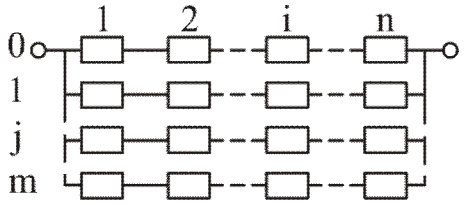


Рис. 4. Схема общего резервирования

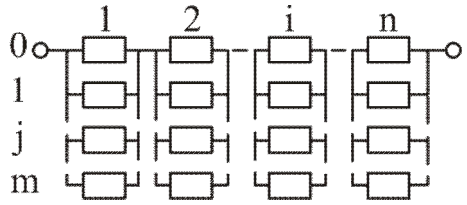


Рис. 5. Схема поэлементного резервирования

При включении резерва замещением резервный элемент может находиться в нагруженном режиме, когда условия его работы и условия работы основного элемента совпадают и ненагруженном режиме, когда ресурс резервного элемента начинает использоваться только после выхода из строя основного элемента. При резервировании замещением обязательно наличие коммутирующих устройств для подключения резервного элемента взамен отказавшего. Если объект содержит несколько однотипных устройств, то нет необходимости иметь столько же резервных, можно использовать один или несколько элементов, которые будут подключаться вместо вышедших из строя. Такое резервирование называется *скользящим*.

Аналитические выражения для определения показателей надежности для системы, состоящей из нескольких элементов, при общем и раздельном резервировании имеют следующий вид:

Общее резервирование (постоянное включение резерва)

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - \prod_{j=0}^{m} [1 - \prod_{i=1}^{n} p_{i\,j}\,(t)], \qquad (18)$$

где $p_{i\,j}$ – вероятность безотказной работы i–го элемента j–й резервной цепи; n – число последовательно соединенных элементов цепи; m – кратность резервирования.

Для случая, когда основная и резервная цепи имеют одинаковую надежность

$$P(t) = 1 - [1 - \prod_{i=1}^{n} P_i(t)]^{m+1}. \quad (19)$$

При экспоненциальном законе наработки до отказа и одинаковой надежности элементов

$$P(t) = 1 - (1 - e^{-\lambda t})^{m+1}. \quad (20)$$

где λ – интенсивность отказов нерезервированной цепи.

Наработка до отказа может быть вычислена по общей формуле

$$T_1 = \int_0^{\infty} P(t)\,dt. \quad (21)$$

При экспоненциальном законе и одинаковой надежности элементов наработку до отказа для общего резервирования можно определить по формуле

$$T_1 = A_m/\lambda, \quad (22)$$

где $A_m = 1 + 1/2 + 1/3 + ... + 1/(m + 1)$.

Ниже приведены значения для A_m при различных значениях m

m	1	2	3	4	5
A_m	1,5	1,83	2,08	2,28	2,45

Общее резервирование включение резервных элементов замещением). При включении резерва замещением необходимо учитывать режимы работы резервных элементов, которые могут быть различными. Аналитические методы расчета показателей надежности в этом случае достаточно громоздки. Поэтому на практике ограничиваются случаем, когда наработка до отказа элементов в системе подчиняется экспоненциальному закону. При этом случайный процесс, происходящий в системе, является марковским, и для расчета надежности можно воспользоваться математическим аппаратом марковских цепей.

При ненагруженном состоянии резерва основные показатели надежности определяются по формулам

$$P(t) = e^{-\lambda t} \sum_{j=0}^{m} \frac{(\lambda t)^j}{j!}, \quad (23)$$

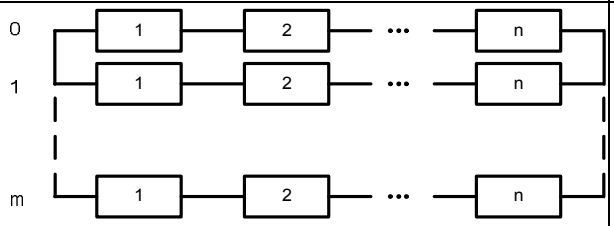
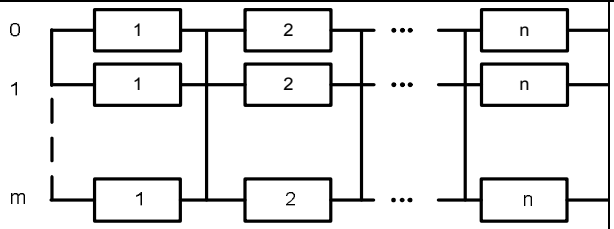
$$T_1 = T_{10}(m + 1), \quad (24)$$

где T_{10} – наработка до отказа не резервированной цепи.

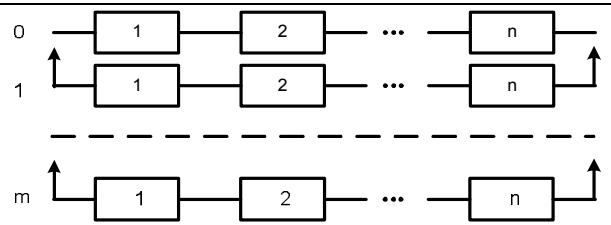
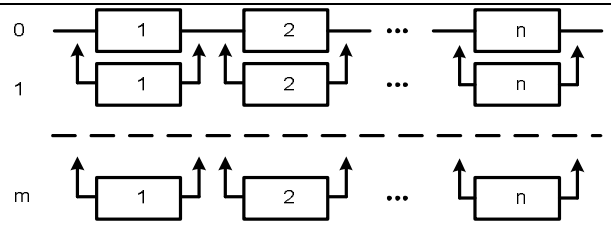
Раздельное резервирование (постоянное включение резерва)

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} \{1 - \prod_{j=0}^{m} [1 - p_{ij}(t)]\}. \quad (25)$$

Таблица 1. Эквивалентные расчетные схемы и интенсивности их отказов

№	Вид резервирования	Эквивалентная расчетная схема	Результирующая интенсивность отказов при экспоненциальном законе надежности	Примечание
1	2	3	4	5
1	Общее резервирование с постоянно включенным резервом и с целой кратностью		$\lambda_c(t)=\frac{\lambda_0(m+1)\cdot e^{-\lambda_0 t}\cdot(1-e^{-\lambda_0 t})^m}{1-(1-e^{-\lambda_0 t})^{m+1}}$	m -кратность общего резервирования; λ_0 - интенсивность отказов основной системы или любой из резервных систем, равная $\sum_{i=1}^{n}\lambda_i$
2	Раздельное резервирование с постоянно включенным резервом и с целой кратностью.		$\lambda_c(t)=\frac{N(m+1)\cdot\lambda e^{-\lambda t}\cdot(1-e^{-\lambda t})^m}{1-(1-e^{-\lambda t})^{m+1}}$	λ- интенсивность отказов одного элемента системы.

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
3	Общее резервирование замещением с целой кратностью		$\lambda_c(t) = \frac{\lambda_0 \cdot (\lambda_0 t)^m}{m! \sum_{i=0}^{m} \frac{(\lambda_0 t)^i}{i!}}$	Работает только один основной элемент, остальные элементы отключены с помощью специальных переключающих устройств и находятся в «холодном» резерве. При отказе основной системы она отключается, а на ее место подключается одна из резервных систем. Резервированная система откажет про возникновении $(m+1)-$го отказа. Предполагается, что системы, находятся в резерве, отказывать могут и что переключающие устройства абсолютно надежны.
4	Раздельное резервирование замещением с целой кратностью		$\lambda_c(t) = \frac{\lambda_0 \cdot (\lambda t)^m}{m! \sum_{i=0}^{m} \frac{(\lambda t)^m}{i!}}$	

Окончание таблицы 1

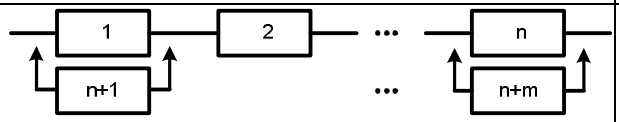
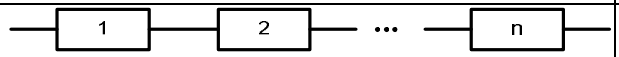
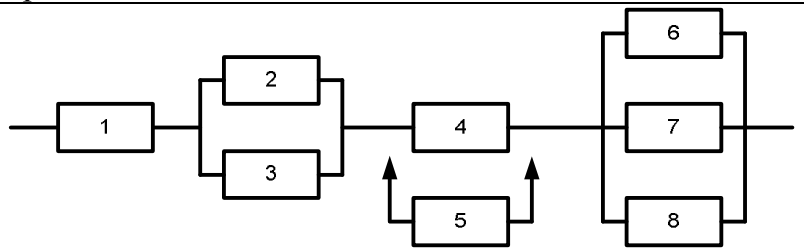
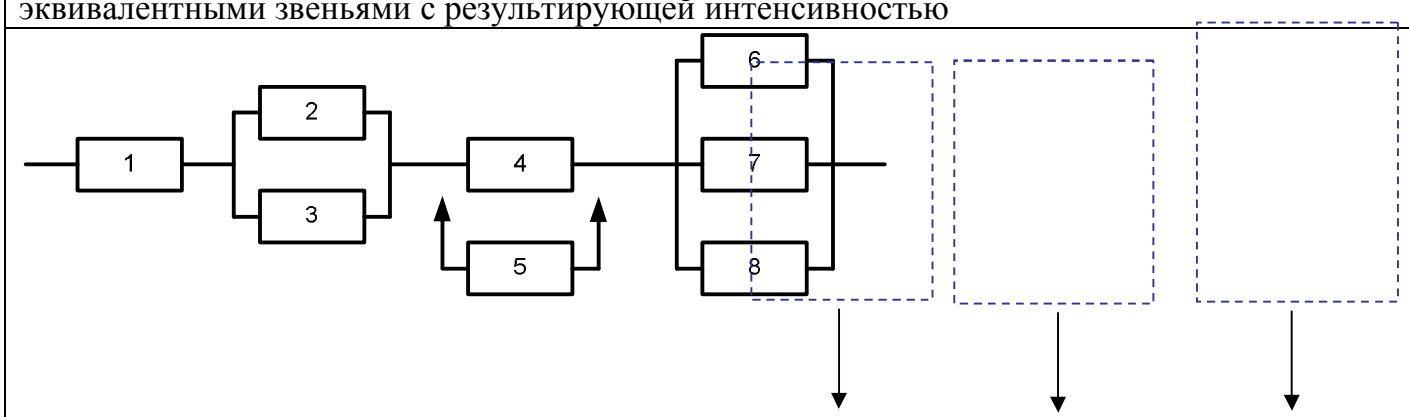
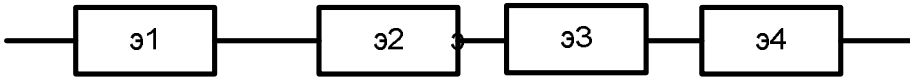
1	2	3	4	5
5	Раздельное резервирование замещением с дробной кратностью (скользящее резервирование)		$\lambda_c(t) = \frac{\lambda_0 \cdot (\lambda_0 t)^m}{m! \sum_{i=0}^{m} \frac{(\lambda_0 t)^i}{i!}}$	Этот вид резервирования применяется, если все элементы системы выполняют одинаковые функции. Основная система имеет *n* элементов, а *m* элементов находятся в «холодном» резерве. При отказе любого работающего элемента на его место подключается любой из резервных. Это означает, что надежность данной системы равна надежности системы с общим резервированием с замещением, но в тоже время имеет в *n* раз меньше резервных элементов.
6	Резервирование отсутствует		$\lambda_c(t) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i$	

Таблица 2. Пример составления и преобразования расчетной схемы надежности объекта с получением расчетной формулы

Составление исходной эквивалентной расчетной схемы надёжности объекта

Сопоставление различным схемам соединения элементов соответствующих расчетных соотношений и замена участков схемы эквивалентными звеньями с результирующей интенсивностью

Расчетная схема, полученная в результате преобразований

Э1-Э4 – эквивалентные элементы, заменяющие участки исходной схемы расчета надежности, которые описывают различные схемы резервирования (заменяют выделенные пунктиром участки схемы). Интенсивность отказов полученной расчетной схемы с последовательным соединением элементов вычисляется по формуле :
Результирующая расчетная формула $\lambda_{рез} = \sum_{i=1}^{4} \lambda_{Эi}$

При одинаковой надежности основного и резервного элементов

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} \{1 - [1 - P_i(t)]^{m+1}\}. \quad (26)$$

В случае экспоненциального закона распределения наработки до отказа и при одинаковой надежности элементов цепи

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} \{1 - [1 - e^{-\lambda it}]^{m+1}\}. \quad (27)$$

Наработка до отказа определяется при m = 1 (дублирование) и n > 5

$$T_1 = 1/[\lambda n (0{,}5 + 0{,}89 \sqrt{n})]. \quad (28)$$

Раздельное резервирование (включение резерва замещением)

При включении резерва замещением и ненагруженном резерве вначале целесообразно определить вероятность безотказной работы секции $P_i(t)$ рассмотренными выше методами, а затем подсчитать вероятность безотказной работы последовательной системы.

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} P_i(t). \quad (29)$$

Для случая скользящего резервирования (ненагруженный резерв) при экспоненциальном законе надежности

$$P(t)=e^{-\lambda t} \sum_{j=0}^{m} \frac{(\lambda t)^j}{j!}, \quad (30)$$

где $\lambda = n\lambda_i$ – интенсивность отказов не резервированной системы; λ_i – интенсивность отказов не резервированного элемента; m – число резервных элементов.

$$T_1 = T_{1\,0}(m + 1), \quad (31)$$

где $T_{1\,0}$ – среднее время безотказной работы не резервированной системы.

Список литературы

1. ГОСТ 27.002-89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 24 с.

2. Правила устройства электроустановок. – М.: Главгосэнергонадзор РФ, 2000.

3. ГОСТ 27.310-95 ССНТ Анализ видов, последствий и критичности отказов технике. Основные положения. - М.: Издательство стандартов, 1998.

4. Гук, Ю.Б. Теория надежности в электроэнергетике [Текст]: учебное пособие для вузов. – Л.: Энергия, 1990 – 204 с.

5. Михайлов, В.В. Надежность электроснабжения промышленных предприятий [Текст] / В.В. Михайлов. - М.: Энергоиздат, 1982 – 130 с.

6. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст]: учеб. пособие / В.Е. Гмурман. – М.: Высш. шк., 2001. – 479 с.

7. Синьчугов, Ф.И. Расчет надежности схем электрических соединений. – М.: Энергия, 1981 – 172 с.

8. Гук Ю.Б., Кантан В.В., Петрова С.С. Проектирование электрической части станций и подстанций [Текст]: учебн. пособие для вузов. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 312 с.

9. Шалин, А. И. Надежность релейной защиты энергосистем [Текст]: учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2001. – 177 с.

УДК 629.076

Беляев А.Н., Тришина Т.В., Дрыга И.А., Мерзликин Е.А.

СИСТЕМА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» г. Воронеж

Аннотация. Предложена и обоснована конструкция системы рулевого управления колесной машины, позволяющая реализовать различные способы ее движения при повороте.

Ключевые слова: колесная машина, система рулевого управления, способы поворота.

Summary. The design of system of a steering of the wheel car allowing to realize various ways of its movement at turn is offered and proved.

Keywords: wheel car, system of a steering, ways of turn.

Назначение рулевого управления колесной машины состоит в осуществлении связи между поворотом руля и направлением движения колесной машины при обеспечении требуемой надежности. Водитель должен, с одной стороны, прикладывать минимальные усилия, необходимые для управления, чтобы не уставать, но в тоже время он должен чувствовать дорогу. От рулевого управления зависит минимальный радиус поворота колесной машины на ограниченных площадях. Все перечисленные выше требования учитываются при проектировании рулевого управления [12, 13].

Для изменения направления движения транспортного средства используют два способа: поворот его колес или звеньев в горизонтальной плоскости (кинематический способ) или создание на колесах правого и левого борта, различных по величине или по направлению продольных сил (силовой способ) [12, 13].

Каждый способ поворота имеет свои преимущества и недостатки и оказывает влияние на кинематику криволинейного движения транспортного средства. Чтобы оно поворачивало с заданным радиусом, не-

обходимо создать достаточную силу тяги ведущих колёс, способную преодолеть возросшую по сравнению с прямолинейным движением силу сопротивления движению; должно быть минимальным его боковое скольжение [2, 4, 5, 9, 10].

Для повышения устойчивости и улучшения манёвренности движения колесной машины в работах [1, 3] предложен способ ее движения на повороте, заключающийся в том, что на участке «вход в поворот» осуществляется синхронный поворот передних и задних колёс относительно остова в одну сторону, то есть происходит движение «крабом». При достижении управляемыми колесами максимального угла поворота задние колёса автоматически возвращаются в нейтральное положение и в дальнейшем поворот осуществляется передними колёсами на участке установившегося поворота.

Для реализации данного способа движения, а также для уменьшения ударов, передающихся на рулевое колесо, снижения прилагаемого к нему усилия предложена конструкция системы рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колёсами [11], отличающаяся простотой в сравнении с известными конструкциями [6, 7, 8].

Однако предложенная в [11] конструкция системы рулевого управления позволяет получить лишь один способ движения [1, 3].

Для получения в одном транспортном средстве различных способов поворота, в том числе и описанных в работах [1, 3] предлагается следующая конструкция системы рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колёсами.

Система рулевого управления транспортного средства (рис. 1) содержит гидравлический привод управления передними и задними управляемыми колесами, состоящий из рулевого механизма 1, представленного гидронасосом, рулевого колеса 2, гидробака 3 рабочей жидкости, двух гидроцилиндров двойного действия 4, 5, с двухсторонним штоком, золотниковый переключатель 6 режимов поворота.

Переключатель режимов поворота (рис. 2) 6 состоит из корпуса 7, четырёх нижних каналов 8, 9, 10, 11, золотника 12 с двумя канавками 13, 14, и двух верхних каналов 15, 16.

Работает система рулевого управления следующим образом. Рабочая жидкость из бака 3 поступает в гидронасос 1, который в зависимости от поворота рулевого колеса 2, подаёт рабочую жидкость в соответствующие каналы. По каналам рабочая жидкость поступает в соответствующие полости гидроцилиндров двухстороннего действия 4, 5, давя на находящиеся в них поршни, двигая штоки в том или ином направлении и тем самым, осуществляя поворот передних и задних колес в ту или иную сторону.

Для получения различных режимов поворота колёс: передние управляемые колеса, передние и задние колёса поворачиваются в разные стороны, передние и задние колёса поворачиваются в одну сторону («краб») в системе предусмотрен золотниковый переключатель 6, который меняет направление подачи жидкости по каналам идущим к гидроцилиндру 5 задних управляемых колёс.

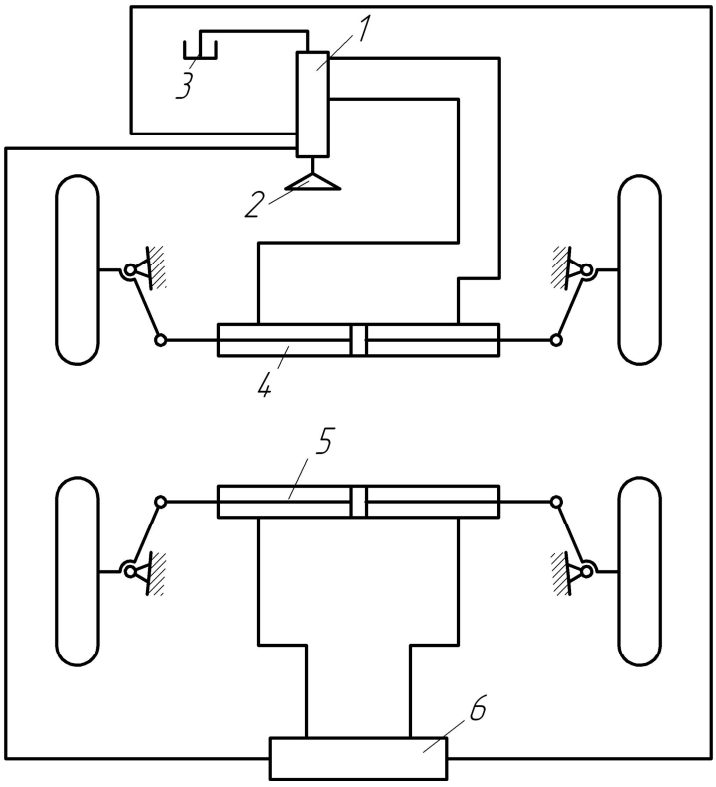


Рис. 1. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами

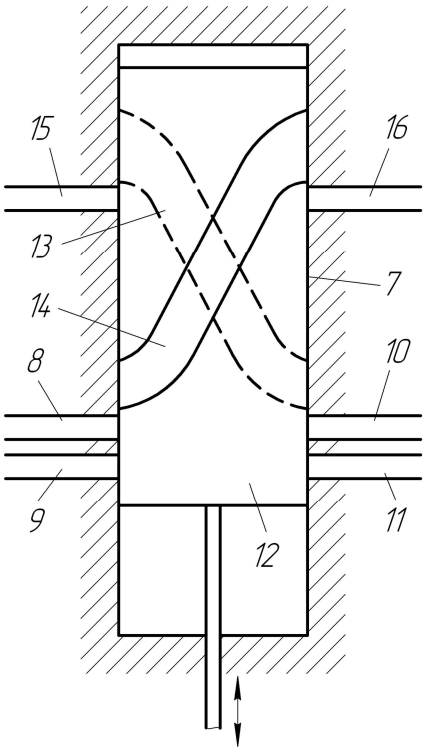


Рис. 2. Золотниковый переключатель режима поворота задних управляемых колес в нейтральном положении

При нахождении золотника 12 золотникового переключателя 6 режимов поворота в верхнем положении (рис. 2) перекрываются верхние каналы 15 и 16, вследствие чего рабочая жидкость не поступает в гидроцилиндр 5 и задние колеса остаются неуправляемыми. Тем самым обеспечивается управление транспортного средства посредством переднего привода.

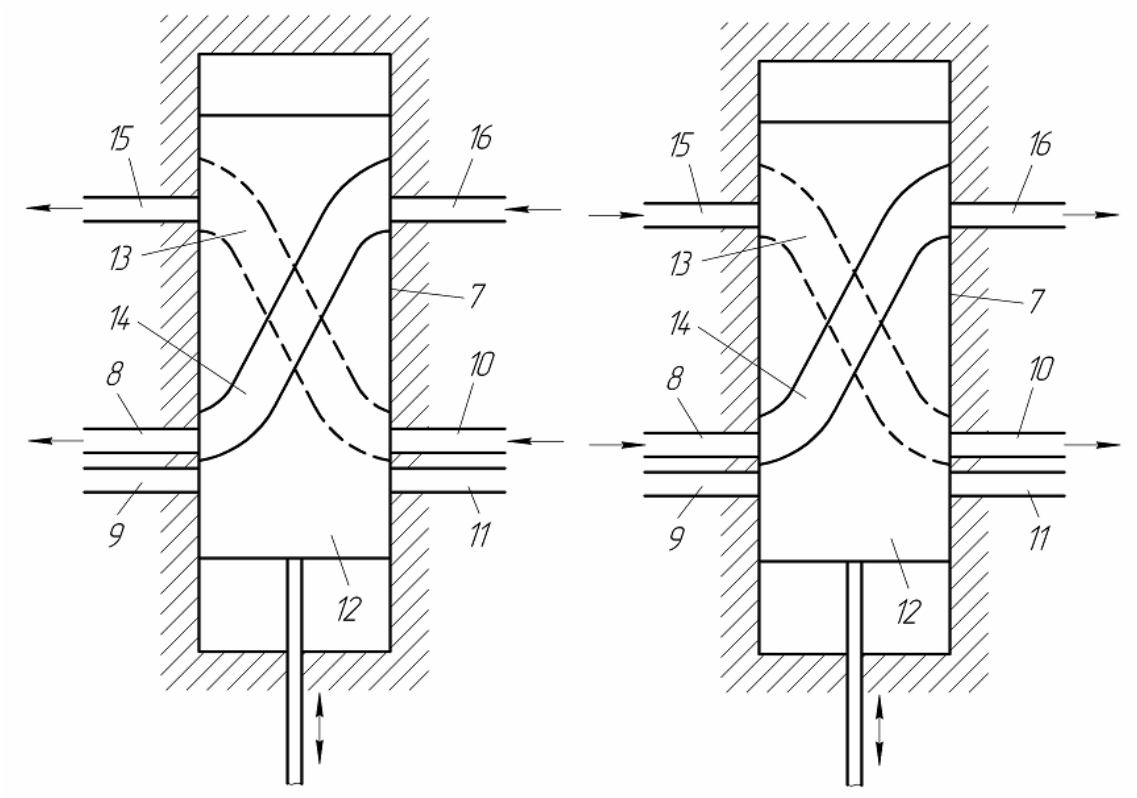
При нахождении золотника 12 золотникового переключателя 6 режимов поворота в среднем положении (рис. 3 *а*) при повороте рулевого колеса 2 по ходу часовой стрелки гидронасос 1 подает рабочую жидкость в канал 16 и через канавку 14, и канал 8 она поступает в правую полость гидроцилиндра двойного действия 5, приводя в движение его двухсторонний шток, который поворачивает задние управляемые колеса в сторону противоположную направлению

поворота передних управляемых колес – против хода часовой стрелки.

Таким образом обеспечивается поворот передних и задних колёс в разные стороны.

При этом из левой полости гидроцилиндра двойного действия 5 под действием его поршня рабочая жидкость вытесняется через канал 10, канавку 13 и канал 15 золотникового переключателя 6 режимов поворота в гидронасос 1, откуда идёт на слив в гидробак 3.

При нахождении золотника 12 золотникового переключателя 6 режимов поворота в среднем положении (рис. 3 *б*) при повороте рулевого колеса 2 против часовой стрелки гидронасос 1 подает рабочую жидкость в канал 15 и через канавку 13, и канал 10 она поступает в левую полость гидроцилиндра двойного действия 5, приводя в движение его двухсторонний шток, который поворачивает задние управляемые колеса в сторону противоположную направлению поворота передних управляемых колес – по ходу часовой стрелки.



а) *б)*

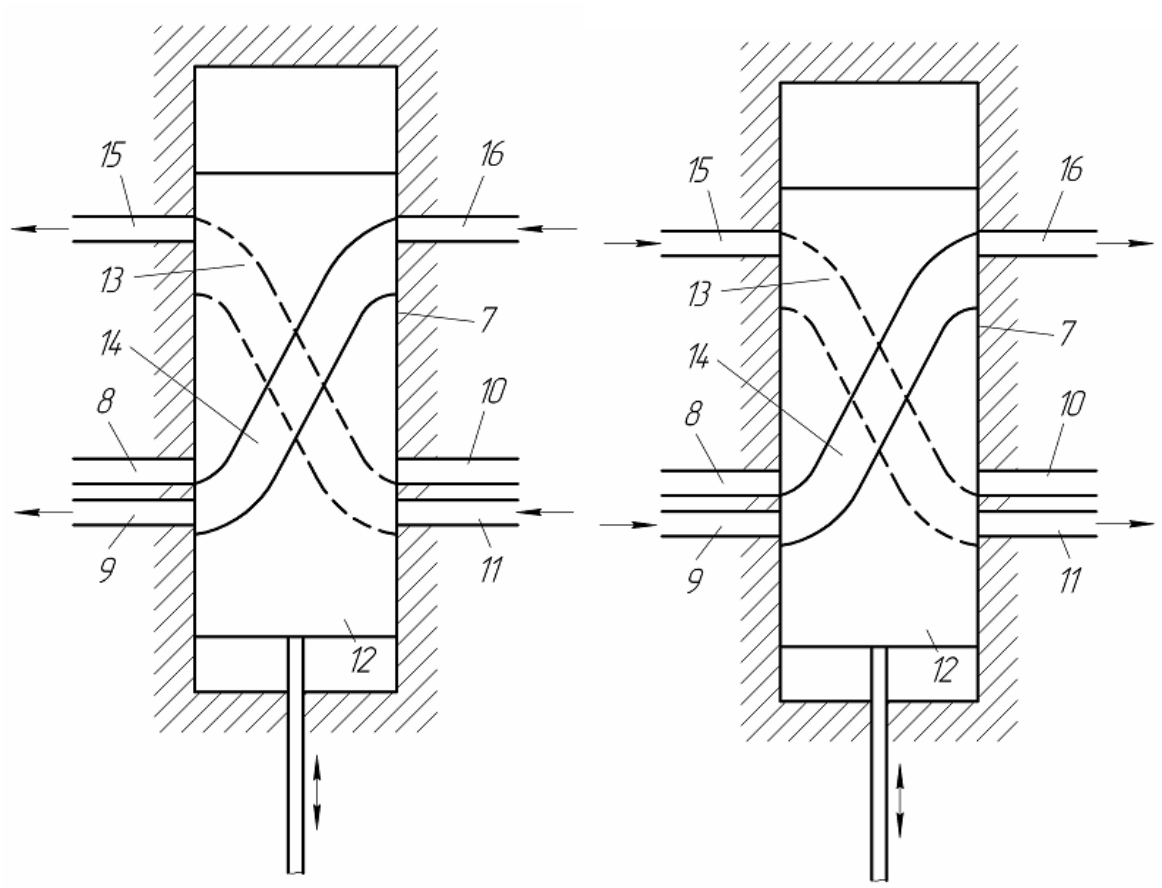
Рис. 3. Золотниковый переключатель режима поворота задних управляемых колес с включением привода поворота задних колёс в противоположную сторону относительно поворота передних

При этом также обеспечивается поворот передних и задних колёс в разные стороны.

При этом из правой полости гидроцилиндра двойного действия 5

под действием его поршня рабочая жидкость вытесняется через канал 8, канавку 14 и канал 16 золотникового переключателя 6 режимов поворота в гидронасос 1, откуда идёт на слив в гидробак 3.

При нахождении золотника 12 золотникового переключателя 6 режимов поворота в нижнем положении (рис. 4 *а*) при повороте рулевого колеса 2 по ходу часовой стрелки гидронасос 1 подает рабочую жидкость в канал 16 и через канавку 14, и канал 9 она поступает в левую полость гидроцилиндра двойного действия 5, приводя в движение его двухсторонний шток, который поворачивает задние управляемые колеса в сторону сонаправлено направлению поворота передних управляемых колес – по ходу часовой стрелки.



а) *б)*

Рис. 4. Золотниковый переключатель режима поворота задних управляемых колес с включением привода поворота задних колёс сонаправленно с передними («краб»)

Таким образом, обеспечивается поворот передних и задних колёс в одну и ту же сторону («краб»).

При этом из правой полости гидроцилиндра двойного действия 5 под действием его поршня рабочая жидкость вытесняется через канал 11, канавку 13 и канал 15 золотникового переключателя 6 режимов

поворота в гидронасос 1, откуда идёт на слив в гидробак 3.

При нахождении золотника 12 золотникового переключателя 6 режимов поворота в нижнем положении (рис. 4 *б*) при повороте рулевого колеса 2 против хода часовой стрелки гидронасос 1 подает рабочую жидкость в канал 15 и через канавку 13, и канал 11 она поступает вправую полость гидроцилиндра двойного действия 5, приводя в движение его двухсторонний шток, который поворачивает задние управляемые колеса в сторону сонаправлено направлению поворота передних управляемых колес – против хода часовой стрелки.

При этом также обеспечивается поворот передних и задних колёс в одну и ту же сторону («краб»).

При этом из левой полости гидроцилиндра двойного действия 5 под действием его поршня рабочая жидкость вытесняется через канал 9, канавку 14 и канал 16 золотникового переключателя 6 режимов поворота в гидронасос 1, откуда идёт на слив в гидробак 3.

На основе математической модели криволинейного движения колесного трактора [9, 10] были проведены теоретические исследования трех способов движения: передними управляемыми колесами; передними и задними управляемыми колесами (поворот их осуществляется в разные стороны относительно остова) [12, 13] и комбинированным способом движения [1, 3].

Выявлено, что при работе на транспорте для улучшения маневренности желательно применять поворот колес относительно остова в разные стороны; при работе на склонах для повышения устойчивости против опрокидывания – поворот колес в одну сторону относительно остова ("краб"); при работе в междурядьях пропашных культур при малых углах поворота управляемых колес для повышения устойчивости прямолинейного движения с целью не подрезания культурных растений желательно иметь неуправляемые задние колеса, а при работе на поворотной полосе – предложенный комбинированный способ движения.

Список литературы

1. Беляев, А.Н. Машинно-тракторный агрегат на поворотной полосе [Текст] / А.Н. Беляев, В.И Крюков // Сельский механизатор. – М. – 2008. – №9. – С. 12 - 13.

2. Беляев, А.Н. Повышение устойчивости криволинейного движения МТА [Текст] / А.Н. Беляев [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001.– № 5 – С. 32-33.

3. Беляев А.Н. Рациональный способ движения МТА на поворотной полосе [Текст] / А.Н Беляев, В.В. Шередекин, В.И. Крюков// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – №7. – С.18 - 19.

4. Беляев А.Н. Улучшение характеристик криволинейного движения комбинированного МТА на базе колесного трактора класса 2 ЛТЗ применением упруго-демпфирующего привода колес: дис. … канд. техн. наук: 05.20.01/ А.Н. Беляев; Воронеж. гос. аграр. ун-т; науч. рук. О.И. Поливаев. – Воронеж, 1995.– 217 с.

5. Исследование физико-механических свойств почвы на поворотной полосе [Текст] / А.Н Беляев [и др.]// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – №3. – С. 11-12.

6. Пат. 2164211 Российская Федерация, МПК[7] С2 7В62 Д 7/14. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами/ Беляев А.Н., Поливаев О.И., Попов Е.М., Глаголев Д. А.; заявитель и патентообладатель Воронеж. ГАУ. – № 2164211; опубл. 20.03.2001. Бюл. № 8. – 4 ил.

7. Пат. 2240943 Российская Федерация, МПК[7] С2 7В62 Д 7/14. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами/ Беляев А.Н., Глаголев Д. А., Козлов Д.Г.; заявитель и патентообладатель Воронеж. ГАУ. – №2240943; опубл. 27.11.2004. Бюл. № 33.– 4 ил.

8. Пат. 2277488 Российская Федерация, МПК С1 7В62 Д 7/14. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми колесами/ Беляев А.Н., Калашник В.И., Попов Е.М.,Козлов Д.Г., Крюков В.И.; заявитель и патентообладатель Воронеж. ГАУ. – № 2277488; опубл. 10.06.2006. Бюл. № 16. – 3 ил.

9. Поливаев О.И. Влияние упругодемпфирующего привода ведущих колес на поворачиваемость МТА [Текст] / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев, Е.М. Попов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 19-22.

10. Поливаев, О.И. Оценка влияния упругодемпфирующего привода ведущих колес на поворачиваемость МТА [Текст] / О.И. Поливаев, А.Н. Беляев // Техника в сельском хозяйстве. – 2000. – № 2. – С. 27-30.

11. Система рулевого управления транспортного средства со всеми управляемыми [Текст] / А.Н. Беляев [и др.] // Научно-практические аспекты ресурсосберегающих технологий производства продукции и переработки отходов АПК: межвуз. сб. науч. тр. – ВГАУ. – Воронеж, 2014. – С. 236-242.

12. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин [Текст] / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990.– 352 с.

13. Тракторы: теория [Текст] / В. В. Гуськов [и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988.– 376 с.

УДК 631.632.3:633.1

Нагнойных Е.Е., Харитонов М.К.

К ОБОСНОВАНИЮ РАЗМЕЩЕНИЯ КОЛОСОВЫХ РЕШЕТ В СТАНАХ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I», г. Воронеж

Аннотация. В статье проанализированы варианты размещения колосовых решет в стане и представлены исследования по обоснованию целесообразности установки колосовых решет в отдельном верхнем ярусе станов зерноочистительных машин со своим углом наклона.

Ключевые слова: зерно, очистка зерна, зерноочистительная машина, решето, фракционирование, решетный стан.

Abstract. The paper analyzes the options of spiked lattice in the camp and presented research on the rationale installation spiked lattice in a separate upper tier mills grain-cleaning machines with its tilt angle.

Keywords: grain, grain cleaning, grain cleaning machine, sieve, fractionation, the sieve mill.

В последние годы, в связи с изменениями в технологиях возделывания основных зерновых культур, предварительная очистка уступает место первичной очистке с выделением на начальном этапе не только крупных и легковесных примесей, но и мелких, в том числе мелких фракций самой очищаемой культуры [8, 9, 10].

Среди машин первичной очистки наиболее распространены универсальные воздушно-решетные сепараторы с наклонным каналом дорешетной очистки и вертикальным пневмосепарирующим каналом послерешетной очистки и плоскими качающимися решетами. В решетных станах машин устанавливаются решета двух, трех или четырех назначений, собранные в единый блок или размещенные по разным решетным станам.

На высокопроизводительных машинах отечественного производства, таких как СВУ-60, ОЗС-50, с производительностью 40 и 50 $т/ч$ при товарной очистке, применяется одноярусная схема расположения трех различных по назначению решет: подсевных, сортировальных и колосовых. Такая схема размещения решет однозначно определяет место каждого решета в ярусе, с возрастанием размеров отверстий по ходу перемещения вороха [1, 2]. К недостаткам одноярусной схемы размещения трех, разных по назначению решет можно отнести нерациональное размещение и соотношение площади решет разного назначения; замедленное перемещению вороха с повышенным содержанием крупных примесей; одинаковый угол наклона всех решет яруса независимо от назначения и их относительно небольшая длина; необходимость разме-

щения в пространстве между ярусами решет поддонов и лотков для вывода подсева и фуража, что увеличивает габаритные размеры и массу решетной очистки.

Двухъярусная схема размещения подсевных, сортировальных и колосовых решет используется на машинах серии ОЗФ. На машине ОЗФ-80 общая площадь решет соответствует площади решет машины СВУ-60. Колосовое решето размещается в верхнем ярусе после двух сортировальных решет, а в нижнем ярусе располагаются два подсевных решета и сортировальное. Такая схема размещения трех по назначению решет в стане дает возможность изменить соотношение между решетами и довести долю сортировальных решет до 50% от общей площади [3, 7]. Остальные 50 % площади стана приходятся на колосовые и подсевные решета, в соотношении 1:2. Часть недостатков одноярусной схемы размещения решет в стане присущи и двухъярусной. Это касается места расположения колосового решета и одинакового с сортировальными решетами угла его наклона.

Проведенные сравнительные исследования одно- и двухъярусных схем расположения решет показали однозначное преимущество двухъярусных схем размещения трех, разных по назначению решет. Особенно это сказывается на полноте выделения мелкого фуражного зерна. При заявленных производительностях, соответствующих очистке зерна на продовольственные и семенные цели, в двухъярусной схеме размещения решет полнота выделения фуражной фракции выше на 20…21% [3].

Замена второго сортировального решета верхнего яруса на колосовое решето в стане с двухъярусной схемой размещения решет позволяет увеличить их долю до 33,3 % при неизменной площади сортировальных решет. Экспериментальные исследования показали, что производительность решетного стана в этом случае может быть увеличена практически в два раза при допустимых потерях полноценного зерна сходом [13].

Целесообразность использования одновременно сортировальных и подсевных решет при двухъярусной схеме размещения рассматривалась в работе [11]. В результате исследований было установлено, что полнота выделения мелких примесей не превышает 17,5…18 % при установке одного подсевного решета в нижнем ярусе под первым сортировальным. Размещение двух подсевных решет под колосовыми решетами, и увеличение их площади в два раза увеличивает полноту выделения только на 4,5 %.

В работе сделан вывод о возможности повышения производительности универсальных воздушно – решетных зерноочистительных машин при подготовке зерна на товарные цели в 1,8…2,3 раза за счет исключения подсевных решет из решетных станов. Выделение мелкой

сорной примеси из фуражной фракции в этом случае можно производить отдельной решетной приставкой.

Зарубежные производители не делают различий между машинами первичной и вторичной очисток, указывая на их универсальность. Таким образом, машина первичной или вторичной очистки может быть использована для получения, как продовольственного зерна, так и семенного материала. Для этого придется провести соответствующую настройку пневмосистемы и подбор основных решет. Компоновка решетных станов машин зарубежных фирм предусматривает установку решет только двух типов: колосовых или приемных и основных фракционных (сортировальных или подсевных). Такое решение уменьшает количество получаемых фракций, но позволяет увеличить производительность и применять поточную технологию при подготовке товарного зерна.

Наибольшее представительство в сельскохозяйственном производстве России занимают машины немецкой фирмы Petkus, датской Cimbria, а в солодовенном – немецкой фирмы Schmidt-Seeger [4, 5, 6].

В конструкции решетных станов машин, выпускаемых этими фирмами, наблюдается общий подход касающейся места расположения колосовых или приемных решет. Как правило, их располагают в отдельном ярусе на входе зернового вороха на решетную очистку. Это дает возможность их установки в станах со своим углом наклона, а на некоторых моделях и его регулировки, использования дополнительных устройств, способствующих замедлению или ускорению движения вороха и активизации очистки отверстий решет от застрявших в них примесей.

Универсальные воздушно-решетные зерноочистительные машины серии U12/U15 фирмы Petkus могут использоваться как для предварительной, так товарной и семенной очисток [5]. В отличие от машин для предварительной очистки серии V12/V15, работа станов этих машин происходит по последовательной схеме. В верхнем стане установлены два яруса решет. Верхний ярус, как и у машин предыдущей серии, однозначно служит для установки колосовых решет и имеет установленный над ним скребковый транспортер. Нижний ярус верхнего стана, в зависимости от цели очистки вороха может использоваться как для отделения крупных примесей (предварительная очистка), так и для выделения мелких примесей (товарная и семенная очистка). Оба решетных стана устанавливаются с наклоном в одну сторону, и для подачи вороха на нижний стан применяется глухая поверхность с обратным наклоном.

Нижний решетный стан имеет два параллельно работающих яруса, которые могут использоваться для выделения мелких примесей или фуражных фракций при сортировке и работе в режиме семенной или товарной очистки. Оба яруса комплектуются решетами с одинаковыми

размерами отверстий. Очистка отверстий решет от запавшего зерна или примесей осуществляется шариками.

Аналогичную компоновку решетной очистки имеют машины серии DELTA 146 Combi, выпускаемые датской фирмой Cimbria [4]. Оба решетных стана, как и у машин фирмы Petkus, устанавливаются с наклоном в одну сторону, а для подачи вороха к делителю нижнего стана применяется глухая поверхность с обратным наклоном. В верхнем стане располагаются два яруса параллельно работающих колосовых решет, а в нижнем три яруса с такой же параллельной схемой работы. Все три яруса нижнего стана могут использоваться для выделения мелких примесей и комплектоваться подсевными решетами. Такую настройку нижнего стана рекомендуется проводить при предварительной и товарной очистке зернового вороха. При семенной очистке на всех ярусах решет нижнего стана производится выделение мелких примесей и мелкого фуражного зерна основной культуры или сортировка. Машины данной серии имеют уникальную возможность изменения наклона ярусов решет как верхнего, так и нижнего станов в пределах 6…12° к горизонту. Изменение углов наклона решет позволяет проводить рациональную настройку работы решетной очистки в зависимости от культуры и вида очистки.

Отличительной особенностью решетной очистки универсальных воздушно-решетных машин выпускаемых немецкой фирмой Schmidt-Seeger является наличие круговых колебаний с амплитудой $0{,}03…0{,}032\,м$ и установка ярусов решет в одном общем решетном стане [6].

Решетный стан машины TAS 206A-2 разделен на верхнюю и нижнюю параллельно работающие части. В верхнем ярусе каждой части решетного стана устанавливаются колосовые решета для выделения крупных примесей, а три последующих яруса оснащаются решетами с одинаковыми размерами отверстий и служат для выделения мелких примесей или фуражной фракции и мелких примесей без их разделения. Площадь колосовых решет составляет четверть общей площади решетной очистки. В конструкции стана также применена шариковая очистка отверстий решет, как и у других машин этой фирмы.

Для обоснования целесообразности установки колосовых решет в отдельном верхнем ярусе стана со своим углом наклона были проведены экспериментальные исследования на лабораторной установке, имеющейся на кафедре сельскохозяйственных машин [12]. Опыты проводили на ворохе озимой пшеницы. В качестве колосовых решет использовали полотна с продолговатыми отверстиями □3,4×25 и □3,6×25 мм. Амплитуда колебаний стана составляла 0,015 м и частота 350 мин$^{-1}$. В решетном стане установки предусмотрены следующие возможности: изменения места расположения и количества решет в зависимости от их

назначения; изменения угла наклона верхних двух ярусов и их установки с обратным наклоном; вывод в отдельные сборники схода с колосовых решет (крупные примеси), прохода подсевных решет (мелкие примеси - фракция неиспользуемых отходов), прохода каждого сортировального решета (фуражная фракция).

Потери полноценного зерна $П_а$, % сходом с колосовых решет определяли по формуле:

$$П_а = \frac{M_{сх}}{M_{оп} \cdot P_з} \cdot 100,\%,$$

где $M_{сх}$ - масса полноценного зерна, сошедшего с колосовых решет, кг;

$M_{оп}$ - общая масса вороха, прошедшего через установку за время опыта, кг;

$P_з$ - доля полноценного зерна в исходном ворохе.

Результаты обработки экспериментальных данных по определению потерь зерна сходом с колосовых решет при их установке с углом наклона 9° в одном ярусе представлены на рис. 1.

Анализ приведенных данных показывает, что допустимые потери зерна сходом с колосовых решет имеющих продолговатые отверстия и составляющих общую длину яруса 2,91 м наблюдаются при удельной подаче не более 1,6 кг/(с*дм). При дальнейшем увеличении подачи потери резко возрастают, и уже при удельной подаче не более 1,8 кг/(с*дм) достигают практически 1,0%. Допустимая удельная нагрузка на единицу площади решета составляет менее 200 кг/(ч*дм^2). Это практически в два раза меньше, чем для колосовых решет с круглыми размерами отверстий [11].

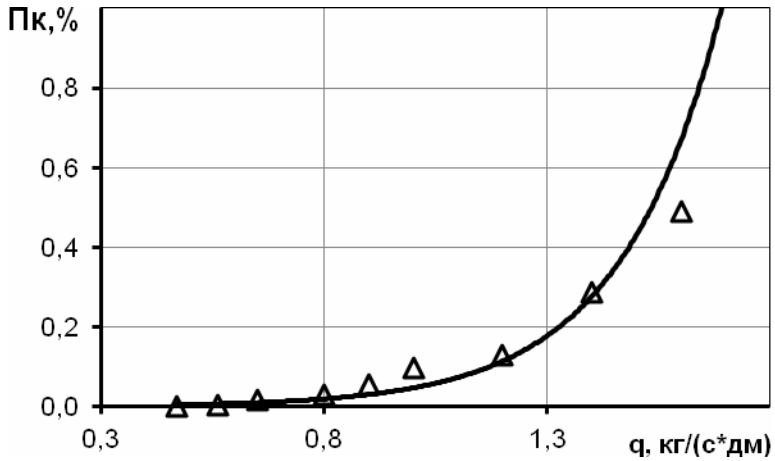


Рис. 1. Зависимость потерь зерна сходом с колосовых решет от подачи: 1 решето – □3,4×20 мм; 2 решето – □3,6×20 мм; 3 решето - □3,6×20 мм.

Влияние угла наклона колосовых решет с продолговатыми отверстиями на потери зерна при удельной подаче вороха 1,6 кг/(с*дм) представлено на рис. 2.

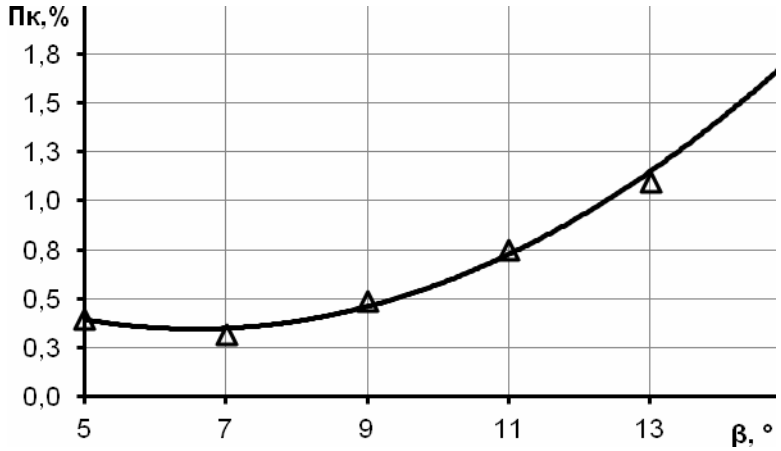


Рис. 2. Зависимость потерь зерна сходом с колосовых решет от угла наклона при подаче 1,6 кг/(с*дм): 1 решето – □3,4×20 мм; 2 решето – □3,6×20 мм; 3 решето - □3,6×20 мм.

Как видно из графической зависимости при амплитуде колебаний решетного стана 0,015 м и частоте 350 мин$^{-1}$ минимальные потери зерна с колосовых решет наблюдаются при их угле наклона 5…7°. С увеличением угла наклона колосовых решет более 9° потери превышают допустимые по агротребованиям. Угол наклона сортировальных решет рекомендуется принимать в пределах 9…12°, в связи, с чем колосовые решета лучше устанавливать в отдельном ярусе со своим углом наклона.

На основании проведенного анализа и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

- большинство решетных станов машин проводят разделение зернового вороха по размерам на три фракции: крупные примеси, основную фракцию и фракцию мелких примесей или фуражную, что позволяет исключить установку в решетном стане решет трех типов и повысить его производительность;

- колосовые решета с продолговатыми отверстиями целесообразно устанавливать в отдельном ярусе с углом наклона 5…7° или с возможностью его изменения.

Список литературы

1. Воронежсельмаш, ОАО [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Воронеж, 2013. - Режим доступа: http: // www.vselmash.ru.

2. Зерноочистка, ОАО ГСКБ [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Воронеж, 2013. - Режим доступа: http://www.zernoochistka.ru.

3. Влияние схемы размещения решет в решетном стане на фракционирование зернового вороха / Тарасенко А.П.[и др.] // Техника в сельском хозяйстве. – 2006. – №3. – С.32-34.

4. Cimbria Heid, GmbH [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Дания: Thisted, 2014 Режим доступа: http://www.cimbria.com.

5. PETKUS Wutha Technologie, GmbH [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Германия: Wutha-Farnroda, 2013 – Режим доступа: http: // russian.petkus.de.

6. Schmidt Seeger, GmbH [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Германия: Байльнгрис, 2010 – Режим доступа: http://www.schmidt-seeger.com.

7. Оробинский, В.И. Использование двухъярусных четырехрешетных станов для фракционирования зернового вороха / В.И. Оробинский // Зерновое хозяйство. – 2006. – №4. – С. 18-19.

8. Оробинский, В.И. Совершенствование технологии послеуборочной обработки семян фракционированием и технических средств для её реализации : автореф. дис. . д-ра с.-х. наук : 05.20.01 / В. И. Оробинский ; Воронеж. гос. аграр. ун-т. – Воронеж, 2007. – 39 с.

9. Совершенствование механизации производства семян зерновых культур : рекомендации / А. П. Тарасенко [и др.].— Москва : Росинформагротех, 2014. – 60 с.

10. Оробинский, В.И. Фракционирование зернового вороха и качество семян / В. И. Оробинский // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – №10. – С. 29-30.

11. Гиевский, А.М. Обоснование схемы размещения и соотношения решет в решетных станах /А.М. Гиевский, В.И. Оробинский, А.В. Чернышов //Лесотехнический журнал. – 2013. – №3. – С. 36-46.

12. Гиевский А.М. Повышение эффективности работы двухаспирационной пневмосистемы универсальной воздушно – решетной зерноочистительной машины / А.М. Гиевский [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2014.- № 5.- с. 32 – 34.

13. Обоснование схемы расстановки решет в решетном стане / Тарасенко А.П. [и др.] // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – №5. – С. 9-11.