



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

4•2017

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций 18.03.2016 ПИ № ФС77-65085

Журнал входит в перечень ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, а также в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT	
Шатров М.Г., Хачиян А.С. , Синявский В.В., Шишлов И.Г., Вакуленко А.В. Физическое моделирование рабочего процесса газодизеля	Shatrov M.G., Khachiyani A.S., Sinyavskiy V.V., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Physical modeling of gas-diesel engine operational process	3
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Вязников М.В., Гаев С.В., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Построение внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противоразращения турбинного колеса в двухпоточной гидромеханической передаче промышленного трактора	Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Plotting of external characteristic of a torque converter with counter-rotating mode of turbine wheel in double-flow hydromechanical transmission of an industrial tractor	11
Дубин Д.А., Наказной О.А., Чижов Д.А., Шмаков А.Ю. Специализированная измерительная система для экспериментального исследования нагруженности систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин	Dubin D.A., Nakaznoi O.A., Chizhov D.A., Shmakov A.Yu. Specialized measurement system for experimental research of cushioning system loading of a high-speed tracked vehicles	16
Дьячков Е.А., Федянов Е.А. О влиянии обработки кромок лопастей рабочих колес тракторного гидротрансформатора на его характеристики	D'yachkov E.A., Fedyanov E.A. Influence of the machining of edges of blades of tractor torque converter impellers on its characteristics	25
Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Искалиев А.И. Математическая модель пневматической релаксационной подвески сиденья с рекуперацией энергии колебаний	Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Iskaliev A.I. Mathematical model of a pneumatic relaxation of seat suspension with energy recuperation	30
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Измайлов А.Ю., Ахалая Б.Х., Шогенов Ю.Х. Автоматизированные пневмосистемы высевающих аппаратов к сеялкам точного высева семян	Izmaylov A.Yu., Akhalaya B.Kh., Shogenov Yu.Kh. Automated pneumatic systems of sowing machines to seeders of precise seed sowing	38
Липовский М.И. Повышение эффективности обмолота в аксиально-роторном комбайне	Lipovskiy M.I. Increasing the efficiency of threshing in an axial rotary combine	45
Ловчиков А.П., Ловчиков В.П., Поздеев Е.А. К обоснованию закономерностей, характеризующих процесс прямого комбайнирования зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колее комбайна	Lovchikov A.P., Lovchikov V.P., Pozdeev E.A. Justification of the regularities characterizing the process of direct harvesting of cereals with the formation of a high-steep wedge in the harvester track	51
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ	QUALITY, RELIABILITY	
Руденко Н.Е., Кулаев Е.В., Калугин Д.С., Попов П.А. Инновационный универсальный конусный высевающий аппарат	Rudenko N.E., Kulaev E.V., Kalugin D.S., Popov P.A. Innovative universal cone seeder	58

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» – индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 787-38-73, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 789-86-36, e_timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 672-70-89, chernous@periodicals.ru

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.
При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных,
а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы.

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОДИЗЕЛЯ

PHYSICAL MODELING OF GAS-DIESEL ENGINE OPERATIONAL PROCESS

М.Г. ШАТРОВ, д.т.н.
А.С. ХАЧИЯН, к.т.н.
В.В. СИНЯВСКИЙ, к.т.н.
И.Г. ШИШЛОВ, к.т.н.
А.В. ВАКУЛЕНКО

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия, sinvlad@mail.ru

M.G. SHATROV, DSc in Engineering
A.S. KHACHIYAN, PhD in Engineering
V.V. SINYAVSKIY, PhD in Engineering
I.G. SHISHLOV, PhD in Engineering
A.V. VAKULENKO

Moscow Automobile And Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia, sinvlad@mail.ru

Перевод двигателей на питание природным газом актуален в связи с меньшей стоимостью газового топлива и улучшением экологических показателей. В рамках проводимых в МАДИ работ по созданию высоко- и среднеоборотных транспортных двигателей, питаемых природным газом, были разработаны и изготовлены система электронного управления и модульная система питания газом газодизеля. Такой подход позволил использовать три модуля для обеспечения питанием среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 и один модуль – для высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4. С целью экспериментальной отработки систем в МАДИ выполнена конвертация дизеля 6ЧН10,7/12,4 в газодизель с минимизированной запальной порцией дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail. Калибровка систем газодизеля проводилась с использованием результатов экспериментальных исследований и расчетного комплекса, разработанного в МАДИ для моделирования рабочего процесса газодизеля. Стендовые испытания высокооборотного газодизеля показали, что разработанные системы питания газом и электронного управления позволяют получить большую долю замещения газом дизельного топлива (от 5 % на полных нагрузках до 33 % на малых), высокие эффективные показатели, а также заметное снижения выбросов NOx и CO2. На малых частотах вращения не удалось получить такого же высококрутящего момента, как у базового дизеля. Проведены сравнительные расчеты показателей среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 и высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4 при сходных условиях (одинаковой средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддувочного воздуха), показавшие близкие индикаторные показатели, что позволяет ожидать эффективности применения на среднеоборотном газодизеле систем питания топливом и электронного управления, разработанных для высокооборотного газодизеля, после их соответствующей адаптации.

Ключевые слова: конвертация двигателя, высокооборотный газодизель, среднеоборотный газодизель, система питания газом, система электронного управления, стендовые испытания, моделирование.

Conversion of engines to natural gas feeding is actual due to the lower cost of gas fuel and improvement of environmental performance. Within the works on creation of high- and medium-speed transport engines powered by natural gas conducted at MADI, an electronic control system and a modular gas supply system for a gas-diesel were developed and manufactured. This approach allowed using of three modules for feeding of the medium-speed gas diesel 6ChN20/28 and one module for the high-speed gas diesel 6ChN10.7/12.4. For experimental testing of the systems, at MADI there was made the conversion of the 6ChN10.7/12.4 diesel into a gas-diesel with a minimized igniting portion the diesel fuel supplied by the Common Rail system. Calibration of gas-diesel systems was carried out using the results of experimental studies and the computational complex developed at MADI for modeling of working process of a gas-diesel engine. Bench tests of the high-speed gas diesel showed that the developed systems of gas supply and electronic control allow obtaining of a large portion of gas substitution of diesel fuel (from 5 % for full loads to 33 % for small ones), high effective indicators, and notable reduction of NOx and CO2 emissions. It was not possible to obtain the high level of torque as for the base diesel engine, at low speeds. Comparative calculations of the medium-speed gas diesel engine 6ChN20/28 and high-speed gas diesel engine 6ChN10.7/12.4 were carried out under similar conditions (the same average piston velocity, mean effective pressure and charge air pressure), which showed close indicator values, that allows to expect the efficiency of the medium-speed gas diesel systems of fuel supply and electronic controls designed for high-speed gas diesel engines after their respective adaptation.

Keywords: engine conversion, high-speed gas diesel, medium-speed gas diesel, gas supply system, electronic control system, bench tests, simulation.

Введение

Известно, что применение газового топлива в ДВС позволяет уменьшить затраты на топливо, снизить шум, выбросы NO_x , CO , частиц и CO_2 . В МАДИ накоплен многолетний опыт конвертации высокооборотных дизелей КАМАЗ в газовые двигатели с искровым зажиганием. В настоящее время в рамках работ по созданию современных высоко- и среднеоборотных транспортных двигателей, питаемых природным газом, МАДИ занимается разработкой систем питания и электронного управления для таких двигателей.

Предварительно выполнен анализ с целью определения наиболее эффективных методов конвертации средне- и высокооборотных транспортных двигателей для работы на природном газе [1]. Для таких двигателей газодизельный процесс представляется более перспективным, чем чисто газовый с искровым зажиганием, в связи с получением лучшей топливной экономичности, а также поскольку в этом случае нет ограничений, связанных с детонацией, которые особенно сильно проявляются по мере увеличения размеров цилиндров и роста степени форсирования. При сохранении топливоподающей аппаратуры конвертируемого дизеля и подачи в цилиндры запальной дозы дизельного топлива удастся заместить часть дизельного топлива газом, улучшить по сравнению с базовым дизелем топливную экономичность и снизить токсичные выбросы. Так, у газодизеля ЯМЗ 236Д трактора РТМ-160 запальная доза дизельного топлива составляет 30 % от номинальной при работе в дизельном режиме [2], а у газодизеля ДМ самосвалов БелАЗ удалось уменьшить запальную дозу дизельного топлива до 18 % и снизить выбросы частиц в 5 раз, CO – в 2–3 раза, NO_x – в 1,3–1,4 раза [3]. В целом, у таких газодизелей доля замещения дизельного топлива газом получается не очень большой (40–60 %), так как они запускаются и работают на холостом ходу на дизельном топливе.

По мнению А.А. Капустина [4], минимальная запальная доза дизельного топлива 20–25 % определяется минимальным количеством топлива, которое может устойчиво подавать ТНВД традиционного типа. Если на двигателе установить специальный ТНВД только для впрыска запального жидкого топлива, можно обеспечить устойчивую работу при запальной дозе топлива 3–5 %.

Наконец, возможен инновационный процесс, при котором происходит воспламенение

газовоздушной смеси запальной порцией тонко распыленного дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail, когда при правильной организации рабочего процесса доза дизельного топлива может быть доведена до 5 % от общей цикловой подачи дизельного и газового топлива. Причем доля дизельного топлива остается низкой и при снижении нагрузки.

Цель исследования

По результатам проведенного анализа была поставлена цель создания систем питания топливом и электронного управления для высоко- и среднеоборотного газодизеля «нового поколения» с воспламенением газа минимизированной порцией дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail.

Поскольку отсутствовала возможность проведения экспериментальных работ на среднеоборотном дизеле, было решено конвертировать высокооборотный дизель Камминс-КАМА 6ЧН10,7/12,4 в газодизель путем формирования его систем питания газом и электронного управления с последующей калибровкой этих систем на основе экспериментальных исследований и моделирования. Разработанные системы имеют архитектуру, позволяющую применять их на среднеоборотном газодизеле 6ЧН20/28 после соответствующей адаптации.

Разработка систем питания газом и управления

Предложена система питания газом газодизеля, состоящая из нескольких модулей, соединенных между собой. Каждый газовый модуль обеспечивает редуцирование и подачу природного газа. Это позволяет использовать в зависимости от размерности газодизеля соответствующее количество модулей. Так, для газодизеля 6ЧН10,7/12,4 требуется один модуль, а для газодизеля 6ЧН20/28 – 3 модуля. Экспериментальный образец системы подачи газа (рис. 1) обеспечивает подачу природного газа для газодизеля с внешним смесеобразованием с рабочим давлением 1 МПа. По своим конструктивным признакам данная система относится к газовым редуцирующим топливным системам с электроуправляемыми дозаторами природного газа. Для подачи запальной порции дизельного топлива использовалась штатная аккумуляторная топливная система дизеля 6ЧН10,7/12,4 с электрогидроуправляемыми форсунками.

Экспериментальный образец системы электронного управления подачей и воспламенения газовых топлив для 6-цилиндрового газодизеля (рис. 2) на основании данных, получаемых от информационных элементов систем подачи газа и запальной порции дизельного топлива, формирует электрические импульсы управления исполнительными элементами этих систем, обеспечивает синхронизацию и распределение импульсов управления по цилиндрам в соответствии с режимом работы двигателя.

Проведение расчетного моделирования

Использовался разработанный в МАДИ программный комплекс для расчетов показателей газодизеля [5].

Проводились следующие серии расчетов:

- расчеты рабочего процесса газодизеля 6ЧН10,7/12,4 в широком диапазоне частот вращения и нагрузок, необходимые для калибровки систем питания газом и электронного управления, а также для анализа полученных экспериментальных показателей данного газодизеля;

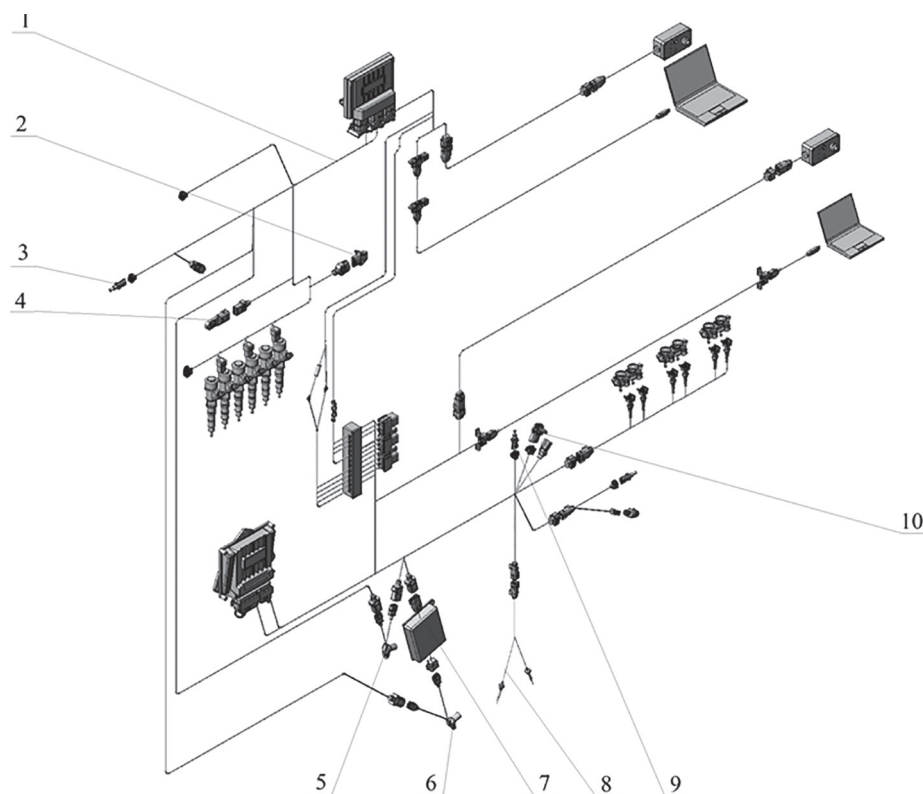


Рис. 2. Экспериментальная система электронного управления подачей и воспламенения газового топлива для газодизеля: 1 – информационно-вычислительный блок (ИВБ-ГД); 2, 10 – датчик температуры и давления во впускном коллекторе; 3, 9 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 4 – датчик барометрической коррекции; 5 – датчик положения коленчатого вала; 6 – датчик положения распределительного вала; 7 – адаптер сигналов датчиков положения распределительного вала; 8 – блок термопар

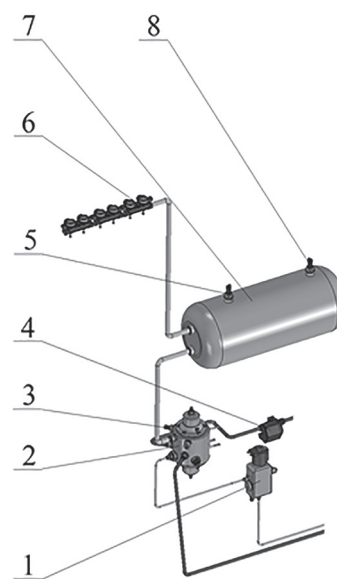


Рис. 1. Схема системы подачи природного газа на стендовой установке газодизеля: 1 – магистральный электромагнитный клапан высокого давления; 2 – двухступенчатый газовый редуктор; 3 – датчики температуры газа в редукторе; 4 – регулятор теплоносителя; 5 – датчик давления газа; 6 – газовые форсунки; 7 – газовый ресивер; 8 – датчик температуры газа

- сравнительные расчеты показателей высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4 и среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 при сходных условиях работы для оценки возможности успешного использования на среднеоборотном газодизеле решений, принятых при разработке систем питания топливом и электронного управления высокооборотного газодизеля.

Было сделано предположение, что индикаторные показатели газодизелей большой и малой размерности могут быть близкими при следующих одинаковых параметрах:

- средняя скорость поршня C_n ;
- среднее эффективное давление p_e ;
- давление наддува p_s и полученные вследствие этого близкие значения коэффициента избытка воздуха α ;
- параметры тепловыделения по формуле И.И. Вибе (для двух рассчитываемых величин средней скорости поршня 9,33 и 5,88 м/с принимались значения длительности тепловыделения $\varphi_z = 50^\circ$ и 40° поворота коленчатого вала и показатель тепловыделения $m = 1$).

Предположение о возможности получения близких индикаторных показателей у двигателей, значительно различающихся размерами, при указанных выше сходных условиях основано на возможности получения близких значений относительных потерь теплоты в стенке цилиндров так как:

- при увеличении размеров цилиндров количество рабочего тела растёт пропорционально увеличению размеров цилиндров в третьей степени, а площадь – во второй степени, что обуславливает у двигателя большого размера снижение относительных потерь теплоты в стенку из-за уменьшения относительной площади теплообмена;
- у двигателя малого размера при неизменной длительности тепловыделения в градусах поворота коленчатого вала и при одинаковой средней скорости поршня в силу большей частоты вращения относительные потери теплоты в стенку снижаются из-за уменьшения времени контакта горячего рабочего тела со стенками цилиндра.

Вначале моделировалась работа газодизеля 6ЧН20/28 при двух частотах вращения 1000 и 630 мин⁻¹ (что соответствовало величинам средней скорости поршня $C_n = 9,33$ и 5,88 м/с) на

полной и частичной нагрузках. На номинальном режиме доля дизельного топлива принималась равной 5 % от общей цикловой подачи, и далее цикловая подача дизельного топлива для всех остальных режимов оставалась неизменной, а менялась только цикловая подача газового топлива. Для каждого режима подбирались оптимальный по топливной экономичности угол опережения воспламенения. Затем были проведены аналогичные расчеты для газодизеля 6ЧН10,7/12,4. Частоты вращения определялись из условий равенства средней скорости поршня. Одинаковое давление наддува обеспечивалось за счет изменения минимального эффективного проходного сечения турбины.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты испытаний газодизеля 6ЧН10,7/12,4 по точкам скоростной и нагрузочной характеристик представлены на рис. 3 и 4. Здесь приводятся величины среднего эффективного давления p_e , давления наддувочного воздуха p_s и газов перед турбиной p_t , коэффициента избытка воздуха α , расхода воздуха G_b , дизельного топлива G_T и газа G_r , температуры наддувочного воздуха T_s и индикаторного КПД η_c .

Как видно из рис. 3, на малых частотах вращения не удалось достичь высоких величин p_e . Это может объясняться снижением коэффициента избытка воздуха газодизеля из-за частичного замещения воздуха газом, а также тем, что в дизеле все топливо находится в камере сгорания, а в газодизеле газ заполняет зазоры между поршнем-гильзой и поршнем-головкой цилиндров и сгорает не полностью. Высокий эффективный КПД газодизеля $\eta_c = 0,43$ получен в диапазоне частот вращения 1300–1600 мин⁻¹. При минимальной частоте вращения экспериментальное значение $\eta_c = 0,34$ заметно меньше расчетного $\eta_c = 0,42$. Это может объясняться неполным сгоранием топлива в зазорах, что особенно заметно влияет на малых частотах вращения, когда турбулизация заряда снижается. При расчетах последствия попадания топлива в зазоры не учитывались.

Поскольку измеренный расход воздуха газодизеля меньше, чем базового дизеля примерно на 8 %, некоторое повышение крутящего момента на малых частотах вращения можно получить подбором турбокомпрессора, обеспечивающего больший расход воздуха. Дальнейшее повышение крутящего момента может

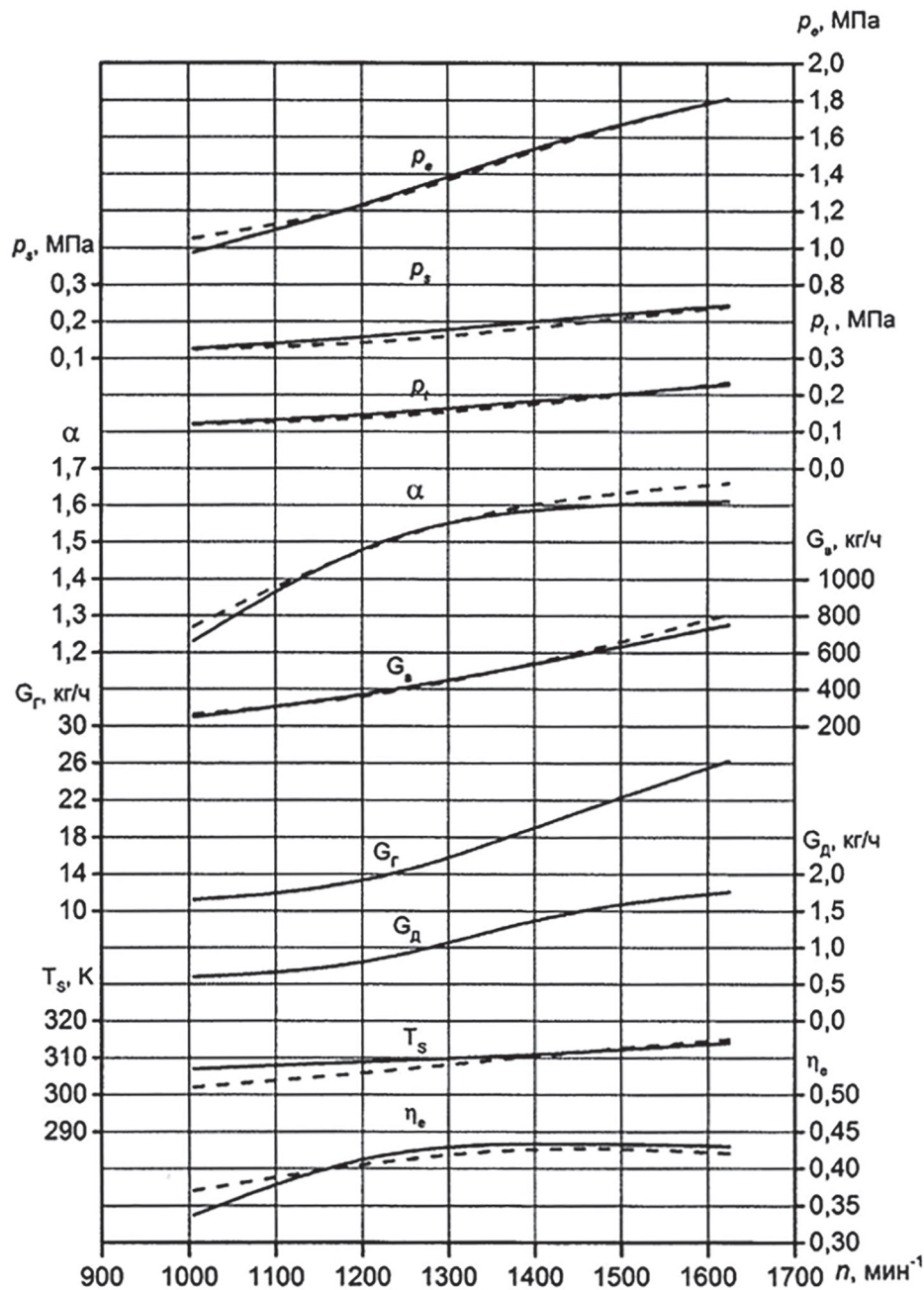


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика газодизеля 6ЧН10,7/12,4:

————— расчет; - - - - эксперимент

быть достигнуто изменением формы камеры сгорания в поршне, что требует проведения дополнительных исследований.

На рис. 5. приводится сравнение ряда показателей газодизеля и базового дизеля 6ЧН10,7/12,4 при трех частотах вращения и двух нагрузках – максимальной и частичной (30–40 % от максимальной). Здесь указана доля запальной порции дизельного топлива по отношению к общему количеству топлива. На полных нагрузках доля дизельного топлива составляет 4,5–6,2 %, а на малых равна 8,7–8,9 %. На холостом ходу доля дизельного топлива

равна 33 %. Эффективный КПД газодизеля в среднем на 3 % выше, чем базового дизеля. Получено среднее снижение CO_2 на 1,17 и 1,46 %, а NO_x – на 1,52 и 7,4 %, соответственно, на полных и частичных нагрузках.

Результаты сравнительных расчетов высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4 и среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 при одинаковых величинах средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддува приводятся в табл. 1, где кроме упомянутых ранее параметров представлены величины отношения потерь теплоты в стенке

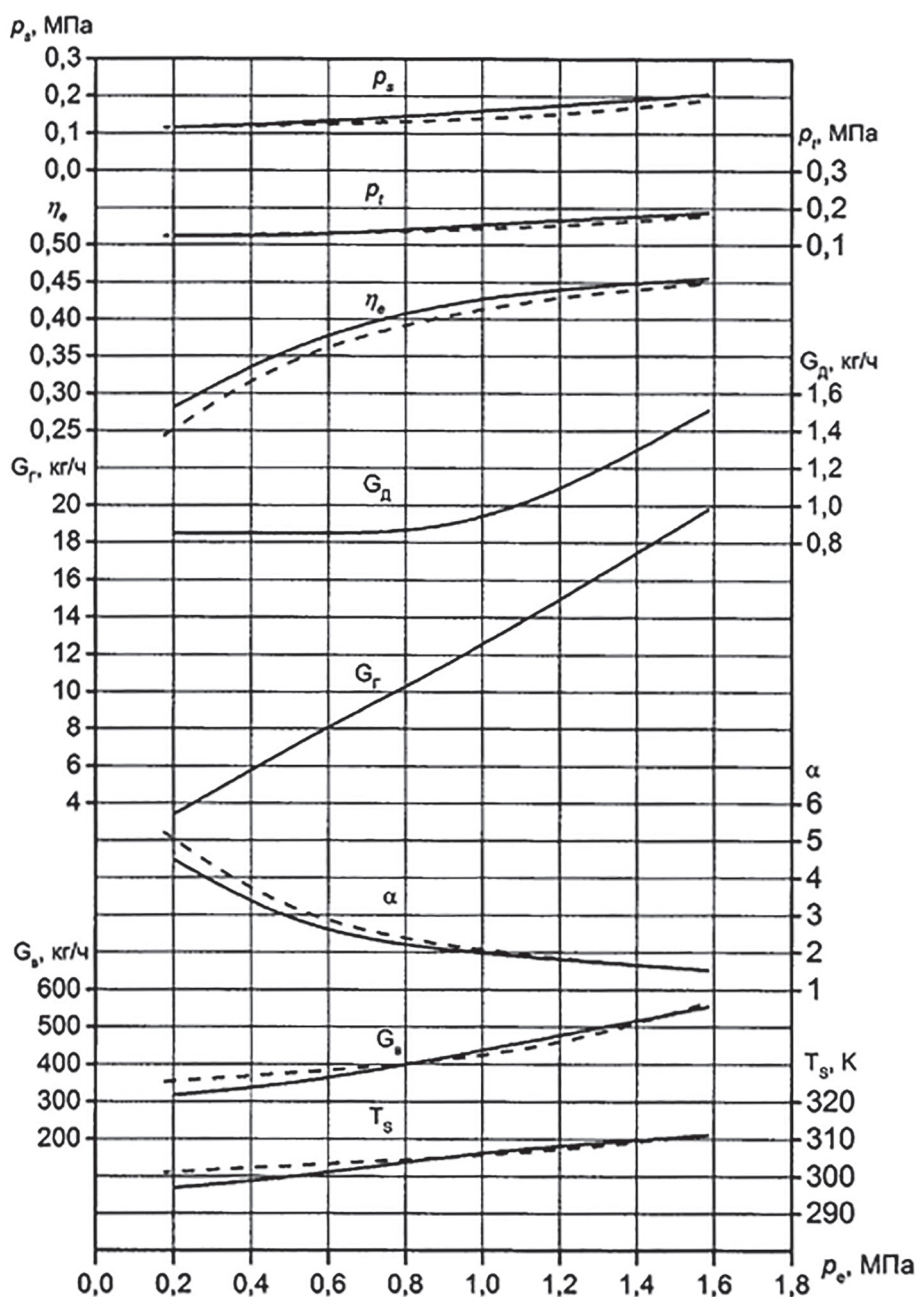


Рис. 4. Нагрузочная характеристика газодизеля 6ЧН10,7/12,4 при $n = 1420 \text{ мин}^{-1}$:
 ————— расчет; - - - - - эксперимент

Таблица 1

Сравнение индикаторных показателей среднеоборотного и высокооборотного газодизелей при двух значениях средней скорости поршня и двух нагрузках

Среднее эффективное давление, МПа	Давление наддува, МПа	Коэффициент избытка воздуха	Индикаторный КПД	Относительные потери теплоты в стенке	Фактор тепловой напряженности, кВт/м ²	Максимальное давление сгорания, МПа
Среднеоборотный газодизель 6ЧН20/28. $C_n=9,33 \text{ м/с}$, $n=1000 \text{ мин}^{-1}$						
2,00	0,3	2,21	0,493	0,119	758	18,0
0,80	0,154	2,53	0,495	0,132	429	8,85
Высокооборотный газодизель 6ЧН10,7/12,4. $C_n=9,33 \text{ м/с}$, $n=2258 \text{ мин}^{-1}$						
2,00	0,30	2,18	0,490	0,125	906	17,8
0,80	0,154	2,50	0,493	0,138	482	8,73
Среднеоборотный газодизель 6ЧН20/28. $C_n=5,88 \text{ м/с}$, $n=630 \text{ мин}^{-1}$						
1,60	0,17	1,50	0,46	0,167	505	11,8
0,80	0,11	1,70	0,46	0,176	307	6,90
Высокооборотный газодизель 6ЧН10,7/12,4. $C_n=5,88 \text{ м/с}$, $n=1423 \text{ мин}^{-1}$						
1,60	0,17	1,48	0,458	0,179	590	11,6
0,80	0,11	1,67	0,46	0,187	355	6,70

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ

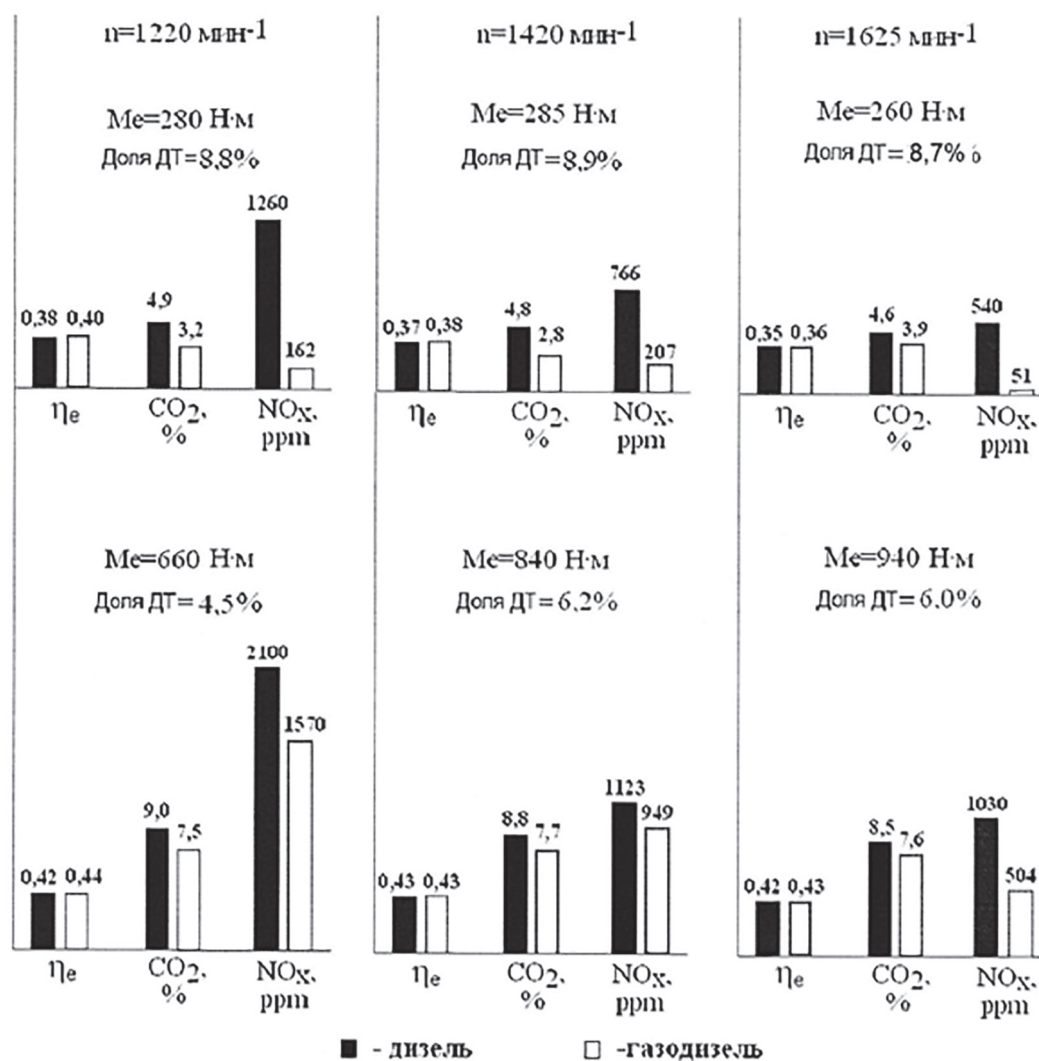


Рис. 5. Сравнение показателей газодизеля и базового дизеля 6ЧН10,7/12,4

к теплоте, выделившейся при сгорании Q_w/Q_b , и фактора тепловой напряженности, представляющего собой произведение результирующей по теплообмену температуры $T_{рез}$ на коэффициент теплоотдачи α_{cp} .

Из таблицы видно, что получены близкие значения относительных потерь теплоты среднеоборотного и высокооборотного газодизелей. В случае среднеоборотного газодизеля эти потери меньше, чем у высокооборотного на 2,5–5 % на высоких частотах вращения и на 5,6–6,7 – на низких. Поскольку относительные потери теплоты в систему охлаждения рассматриваемых газодизелей составляют 11,7–18,7 % от всей теплоты, вводимой с топливом, различия в величинах индикаторного КПД и максимального давления сгорания получают значительно меньше и не превышают 1–2 %.

Обращает на себя внимание, что в среднеоборотном газодизеле получено меньшее, чем

в высокооборотном газодизеле значение фактора тепловой напряженности, характеризующего один из важнейших показателей надежности двигателя. При средней скорости поршня $C_{п} = 9,33$ м/с эта разница составляет 11–16 %, а при $C_{п} = 5,88$ м/с равна 13,5–14,4 %. То есть, несмотря на существенно большие размеры цилиндра, большую по времени длительность горения в среднеоборотном газодизеле достигается меньшая тепловая напряженность.

Эффективные показатели обоих газодизелей, кроме среднего эффективного давления, не приводятся, так как задача их сравнения не ставилась, но очевидно, что при выбранных условиях сравнения эффективные показатели высокооборотного газодизеля хуже, чем среднеоборотного, в основном потому, что на нем установлен турбокомпрессор меньшего размера, соответственно, имеющий меньший КПД. А это приводит к снижению механического

КПД двигателя за счет повышения потерь на газообмен, поскольку с уменьшением КПД турбокомпрессора отношение давления на впуске и выпуске снижается.

Получение близких при выбранных условиях сравнения индикаторных показателей высокооборотного и среднеоборотного газодизелей позволяют сделать вывод, что при одинаковых величинах средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддува повышение относительных потерь теплоты в стенке у высокооборотных газодизелей из-за увеличения относительной поверхности теплообмена в значительной степени компенсируется их снижением из-за уменьшения времени контакта рабочего тела со стенками. Следовательно можно ожидать, что реализованный на газодизеле 6ЧН10,7/12,5 рабочий процесс с воспламенением газа минимизированной порцией дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail, и также разработанные системы питания газом и электронного управления двигателем после соответствующих адаптаций обеспечат показатели среднеоборотного газодизеля не хуже, чем высокооборотного. Это относится к высокой доле замещения газом дизельного топлива, высокому эффективному КПД и низким токсичным выбросам.

Выводы

Разработаны модульная система питания газом и электронная система управления газодизеля, которые могут применяться как на высокооборотных, так и на среднеоборотных двигателях. С использованием этих систем выполнена конвертация в газодизель базового дизеля 6ЧН10,7/12,4 и проведена калибровка систем питания газом и управления.

Определены экспериментальные показатели газодизеля 6ЧН10,7/12,4, показавшие возможность работы на нагрузках 100 %, 35 % и холостом ходу со средними долями дизельного топлива, соответственно, 5,5, 8,8 и 33 %, что превышает показатели газодизелей с топливной аппаратурой традиционного типа, а также достигнуты: высокий эффективный КПД 43 %, снижение выбросов NO_x в среднем в 1,52 раза и выбросов CO_2 – в 1,18 раза.

Расчеты показателей высокооборотного и среднеоборотного газодизелей при одинаковых значениях средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддува показали близкие величины индикаторных показате-

телей, что позволяет ожидать при использовании на среднеоборотном газодизеле разработанных систем питания топливом и электронного управления достижения показателей работы не хуже, чем на высокооборотном газодизеле.

Литература

1. Шатров М.Г., Хачиян А.С., Синявский В.В., Шишлов И.Г. Анализ способов конвертации автомобильных дизелей на питание природным газом // Транспорт на альтернативном топливе. 2013. № 4. С. 29–33.
2. Загорских Б.П., Коцарь Ю.А., Бабенич Е.Б. Совершенствование подачи газа для работы двигателя по газодизельному циклу // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2012. № 5. С. 3–6.
3. Кудрявцев. А., Ломашов В. Белазы XXI века с газодизелями семейства ДМ // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2010. № 3. С. 3–6.
4. Капустин А.А. Система питания и управления газодизелем, работающим на природном газе // Транспорт на альтернативном топливе. 2008. № 4. С. 46–49.
5. Синявский В.В., Хачиян А.С., Шишлов И.Г., Карпов Д.М. Моделирование показателей и характеристик двигателей, питаемых природным газом // Транспорт на альтернативном топливе. 2010. № 3. С. 14–19.

References

1. Shatrov M.G., Khachiyani A.S., Sinyavskiy V.V., Shishlov I.G. Analysis of methods of automobile diesel engines conversion to natural gas feeding. Transport na al'ternativnom toplive. 2013. No 4, pp. 29–33 (In Russ.).
2. Zagorskikh B.P., Kotsar' Yu.A., Babenich E.B. Improvement of gas supply for engine operation by the gas-diesel cycle. AvtoGazoZapravochnyy kompleks + Al'ternativnoe toplivo. 2012. No 5, pp. 3–6 (In Russ.).
3. Kudryavtsev. A., Lomashov V. Belazes of the XXI century with DM family gas diesel engines. AvtoGazoZapravochnyy kom-pleks + Al'ternativnoe toplivo. 2010. No 3, pp. 3–6 (In Russ.).
4. Kapustin A.A. The system for power supply and control of a gas diesel-engine powered by natural gas. Transport na al'ternativnom toplive. 2008. No 4, pp. 46–49 (In Russ.).
5. Sinyavskiy V.V., Khachiyani A.S., Shishlov I.G., Karpov D.M. Modeling of indicators and characteristics of engines powered by natural gas. Transport na al'ternativnom toplive. 2010. No 3, pp. 14–19 (In Russ.).

ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА С УЧЕТОМ РЕЖИМА ПРОТИВОВАРЩЕНИЯ ТУРБИННОГО КОЛЕСА В ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

PLOTTING OF EXTERNAL CHARACTERISTIC OF A TORQUE CONVERTER WITH COUNTER-ROTATING MODE OF TURBINE WHEEL IN DOUBLE-FLOW HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF AN INDUSTRIAL TRACTOR

М.В. ВЯЗНИКОВ¹, к.т.н.

С.В. ГАЕВ¹

В.М. ШАРИПОВ², д.т.н.

Ю.С. ЩЕТИНИН², к.т.н.

М.Ю. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ², к.т.н.

¹ ООО «МИКОНТ», Чебоксары, Россия, mv1532@yandex.ru

² Московский политехнический университет, Москва, Россия, trak@mami.ru

M.V. VYAZNIKOV¹, PhD in Engineering

S.V. GAEV¹

V.M. SHARIPOV², DSc in Engineering

YU.S. SHCHETININ², PhD in Engineering

M.YU. ESENOVSKIY-LASHKOV², PhD in Engineering

¹ MIKONT, LLC, Cheboksary, Russia, mv1532@yandex.ru

² Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, trak@mami.ru

Двухпоточные гидромеханические передачи широко используются в промышленных тракторах и в быстроходных гусеничных машинах. Главным достоинством такой передачи является более высокое значение максимального коэффициента полезного действия по сравнению с однопоточной гидромеханической передачей. Рассмотрена двухпоточная гидромеханическая передача промышленного трактора D8L «Катерпиллар», и приведены результаты ее стендовых экспериментальных исследований. В данной передаче гидротрансформатор в определенном диапазоне изменения частоты вращения ведомого вала работает в режиме противовращения турбинного колеса. В отечественной и зарубежной литературе отсутствуют внешние характеристики гидротрансформаторов с учетом режима его работы с противовращением турбинного колеса. Экспериментально получить такие внешние характеристики гидротрансформатора пока никому не удалось. Это связано со сложностью обеспечения на стенде режима противовращения турбинного колеса гидротрансформатора при его стендовых испытаниях. Такой режим реализуется только в двухпоточной гидромеханической передаче. Однако при ее экспериментальных исследованиях на стенде существующие методики не позволяли построить внешнюю характеристику гидротрансформатора для режима противовращения турбинного колеса. При экспериментальных исследованиях на стенде только гидротрансформатора тоже невозможно обеспечить режим противовращения турбинного колеса. В работе приведена методика построения внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса, если известна внешняя характеристика двухпоточной гидромеханической передачи. Обоснованность и достоверность предлагаемого подхода к построению внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса подтверждена результатами стендовых экспериментальных исследований двухпоточной гидромеханической передачи и гидротрансформатора промышленного трактора D8L «Катерпиллар».

Ключевые слова: двухпоточная гидромеханическая передача, гидротрансформатор, внешняя характеристика двухпоточной гидромеханической передачи и гидротрансформатора, режим противовращения турбинного колеса гидротрансформатора.

Double-flow hydromechanical transmissions are widely used in industrial tractors and high-speed tracked vehicles. The main advantage of this transmission is a higher value of the maximum efficiency compared to a single-flow hydromechanical transmission. Considered is the double-flow hydromechanical transmission of the industrial tractor D8L «Caterpillar» and the results of its bench experimental studies are presented. In this transmission, the torque converter operates in a certain rotational speed range of the driven shaft in the counter-rotating mode of the turbine wheel. In the domestic and foreign literature there are no external characteristics of torque converters with the mode of turbine wheel anti-rotation. It was not possible to obtain such external characteristics of the torque converter experimentally so far. This is due to the complexity of providing a test-bench with anti-rotation mode of the turbine wheel of the torque converter. This mode is realized only in a double-flow hydromechanical transmission. However, with its experimental test-bench studies, existing techniques did not allow plotting of an external characteristic of the

for the turbine wheel counter-rotating mode. At experimental test-bench researches of a torque converter only it is also impossible to provide the mode of counter rotation of a turbine wheel. In this paper, a method is given for plotting of external characteristic of a torque converter with turbine wheel anti-rotation mode, if an external characteristic of a double-flow hydromechanical transmission is known. The validity and reliability of the proposed approach to the plotting of the external characteristic of the torque converter with turbine wheel counter rotation mode is confirmed by the results of bench experimental studies of the double-flow hydromechanical transmission and the torque converter of the industrial tractor D8L Caterpillar.

Keywords: double-flow hydromechanical transmission, torque converter, external characteristic of double-flow hydromechanical transmission and torque converter, counter-rotating mode of torque converter turbine wheel.

Введение

При проектировании двухпоточной гидромеханической передачи (ГМП) необходимо располагать внешней характеристикой гидротрансформатора (ГТ) [1–7]. Поскольку в ряде схем двухпоточных ГМП турбинное колесо ГТ вращается в сторону, противоположную вращению насосного колеса (противовращение турбинного колеса), этот фактор необходимо учитывать при построении внешней характеристики двухпоточной ГМП [4–7].

К сожалению, в настоящее время существующие методики теоретических и экспериментальных исследований не позволяют построить внешнюю характеристику ГТ для режима противовращения турбинного колеса. Так, при экспериментальных исследованиях на стенде только ГТ невозможно обеспечить режим противовращения турбинного колеса.

Цель исследования

Целью исследования является разработка методики построения внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса.

Материалы и методы исследования

В качестве объекта исследования была выбрана двухпоточная ГМП промышленного трактора

D8L «Катерпиллар». Экспериментальные исследования проводились на стенде (рис. 1), в состав которого входил в качестве привода электродинамометр с измерительным валом, а в качестве нагружающего устройства – индукторный тормоз. В качестве рабочей жидкости в ГМП использовалось масло МГТ ТУ 38.401.220-80, подача которого в ГМП осуществлялась автономной насосной установкой производительностью 140 л/мин, а откачка – автономной насосной установкой производительностью 50 л/мин. При снятии внешних характеристик двухпоточной ГМП и ГТ температура масла на входе в ГМП поддерживалась в диапазоне 75–90 °С.

Для построения внешней характеристики ГТ в ГМП была снята солнечная шестерня и между зубьями сателлитов и эпициклической шестерни были установлены упоры, позволяющие напрямую соединить турбинное колесо с водилом ГМП.

В процессе стендовых испытаний регистрировались и контролировались следующие параметры:

- крутящий момент $M_{вщ}$ на ведущем и $M_{вм}$ на ведомом валах двухпоточной ГМП (при снятии внешней характеристики ГТ $M_{вщ} = M_H$, а $M_{вм} = M_T$, где M_H и M_T – крутящий момент, соответственно, на насосном и турбинном колесах ГТ);

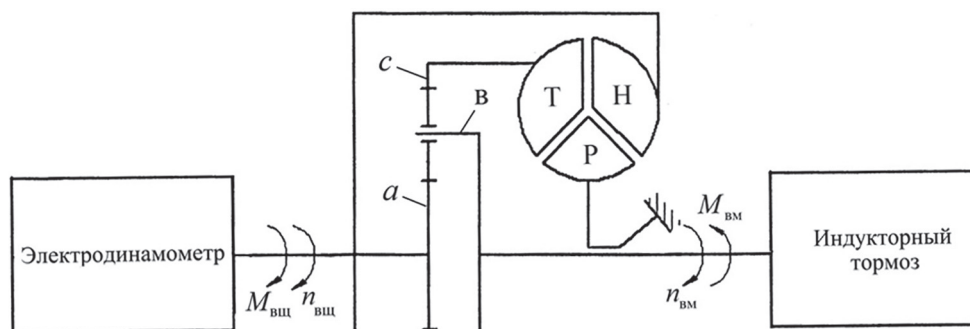


Рис. 1. Кинематическая схема стенда:

a – солнечная шестерня; c – эпициклическая шестерня; $в$ – водило; $Н$ – насосное колесо; $Т$ – турбинное колесо; $Р$ – реактор; $M_{вщ}$ и $M_{вм}$ – крутящий момент, соответственно, на ведущем и ведомом валах ГМП; $n_{вщ}$ и $n_{вм}$ – частота вращения, соответственно, ведущего и ведомого валов ГМП

- частота вращения $n_{вщ}$ ведущего и $n_{вм}$ ведомого валов двухпоточной ГМП (при снятии внешней характеристики ГТ $n_{вщ} = n_n$, а $n_{вм} = n_t$, где n_n и n_t – частота вращения, соответственно, насосного и турбинного колес ГТ);
- температура рабочей жидкости на входе в ГМП;
- давление рабочей жидкости на входе и выходе ГМП;
- расход рабочей жидкости на входе и выходе ГМП.

Результаты и их обсуждение

Результаты экспериментальных исследований двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар» приведены в табл. 1, а ГТ – в табл. 2. Коэффициенты момента $\lambda_{вщ}$ на ведущем валу двухпоточной ГМП и λ_n на насосном колесе ГТ определялись из выражений [1–4, 7, 8]:

$$\lambda_{вщ} = \frac{M_{вщ}}{\gamma n_{вщ}^2 D^5}; \quad \lambda_n = \frac{M_n}{\gamma n_n^2 D^5},$$

где $\gamma = 8201,2 \text{ Н/м}^3$ – удельный вес масла; $D = 0,475 \text{ м}$ – активный диаметр ГТ; $n_{вщ} = n_n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициент трансформации $K_{гмп}$ и КПД $\eta_{гмп}$ двухпоточной ГМП (табл. 1), а также коэффициент трансформации $K_{гт}$ и КПД $\eta_{гт}$ ГТ (табл. 2) определялись из следующих выражений [1–4, 7, 8]:

$$K_{гмп} = M_{вм} / M_{вщ}; \quad \eta_{гмп} = K_{гмп} / u_{гмп};$$

$$K_{гт} = M_t / M_n; \quad \eta_{гт} = K_{гт} / u_{гт}. \quad (1)$$

Для построения внешней характеристики ГТ на всех режимах его работы использовались расчетные зависимости для определения показателей рассматриваемой схемы двухпоточной ГМП (см. рис. 1) [1, 2, 4]:

– кинематическое передаточное число:

$$u_{гмп} = \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} = \frac{1+k}{1+k/u_{гт}}; \quad (2)$$

– силовое передаточное число:

$$\hat{u}_{гмп} = K_{гмп} = \frac{M_{вм}}{M_{вщ}} = \frac{1+k}{1+k/\hat{u}_{гт}} = \frac{1+k}{1+k/K_{гт}}; \quad (3)$$

– коэффициент нагрузки насосного колеса ГТ (учитывает долю крутящего момента, подводимого от ведущего вала ГМП к насосному колесу ГТ):

$$\alpha_n = \frac{M_n}{M_{вщ}} = \frac{k}{\hat{u}_{гт} + k} = \frac{k}{K_{гт} + k}; \quad (4)$$

– коэффициент момента насосного колеса:

$$\lambda_n = \lambda_{вщ} \alpha_n. \quad (5)$$

Здесь k – характеристика планетарного ряда (по абсолютной величине равна передаточному числу планетарного ряда при остановленном водиле); $k = Z_c/Z_a$, где Z_c и Z_a – число зубьев, соответственно, эпициклической и солнечной шестерен ряда.

В данной схеме двухпоточной ГМП (см. рис. 1) возможен режим работы, когда турбинное колесо ГТ вращается в сторону противоположную вращению насосного колеса (противовращение турбинного колеса). Этот фактор необходимо учитывать при построении внешней характеристики ГТ.

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар»

$1/u_{гмп} = n_{вм}/n_{вщ}$	0	0,144	0,232	0,325	0,403	0,497	0,597	0,701	0,797	0,925	0,975
$M_{вщ}, \text{Н}\cdot\text{м}$	1398	1362	1342	1308	1263	1196	1143	1100	1037	803	406
$M_{вм}, \text{Н}\cdot\text{м}$	3517	3100	2847	2558	2306	1999	1710	1460	1233	790	331
$\lambda_{вщ} \cdot 10^6, \text{мин}^2/\text{м}$	3,13	3,05	3,05	2,93	2,83	2,68	2,56	2,46	2,32	1,8	0,91
$K_{гмп}$	2,52	2,28	2,12	1,96	1,83	1,67	1,5	1,33	1,19	0,98	0,82
$\eta_{гмп}$	0	0,33	0,49	0,64	0,74	0,83	0,895	0,93	0,948	0,91	0,8

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований ГТ трактора D8L «Катерпиллар»

$1/u_{гт} = n_t/n_n$	0,067	0,099	0,207	0,295	0,385	0,517	0,683	0,804	0,868	0,93	0,973
$M_n, \text{Н}\cdot\text{м}$	659	669	693	697	704	721	736	707	653	553	231
$M_t, \text{Н}\cdot\text{м}$	1990	1933	1739	1572	1418	1220	1000	825	690	519	183
$\lambda_n \cdot 10^6, \text{мин}^2/\text{м}$	1,476	1,498	1,55	1,56	1,58	1,615	1,65	1,58	1,46	1,24	0,517
$K_{гт}$	3,02	2,89	2,51	2,26	2,01	1,69	1,36	1,17	1,06	0,97	0,79
$\eta_{гт}$	0,202	0,286	0,52	0,667	0,774	0,874	0,929	0,94	0,92	0,902	0,769

Для этого из выражения (2) определим:

$$1/u_{ГТ} = [(1+k)/u_{ГМП} - 1]/k. \quad (6)$$

Тогда, задаваясь величиной $1/u_{ГМП}$, из табл. 1 определим соответствующее ей значение $1/u_{ГТ}$ при заданной величине характеристики k планетарного ряда. В двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар» $k = 2,84$.

Коэффициент трансформации ГТ определим из выражения (3). В результате получим:

$$K_{ГТ} = \frac{k}{(1+k)/K_{ГМП} - 1}. \quad (7)$$

В табл. 3 приведены исходные данные по двухпоточной ГМП трактора D8L «Катерпиллар» и результаты расчетов основных параметров его ГТ. При этом $1/u_{ГТ}$ определялось по выражению (4), $K_{ГТ}$ – по выражению (7), α_n – по выражению (4), λ_n – по выражению (5) и $\eta_{ГТ}$ – по выражению (1).

Внешняя характеристика ГТ с учетом режима противовращения турбинного колеса,

построенная на основе данных табл. 3, приведена на рис. 2.

Сопоставление расчетных значений внешней характеристики ГТ (см. табл. 3 и рис. 2) с результатами экспериментальных исследований (см. табл. 2) показывает их хорошую сходимость.

Следовательно, предложенная методика может быть использована для построения внешней характеристики ГМ во всем диапазоне его работы, включая и режим противовращения турбинного колеса.

Заключение

Предложена методика построения внешней характеристики ГТ с учетом режима противовращения турбинного колеса с использованием внешней характеристики двухпоточной ГМП. Достоверность и обоснованность предложенной методики подтверждена результатами стендовых экспериментальных исследований двухпоточной ГМП и ГТ трактора D8L «Катерпиллар».

Таблица 3

Результаты расчета для построения внешней характеристики ГТ трактора D8L «Катерпиллар» на всех режимах его работы

$1/u_{ГМП} = n_{вм}/n_{вц}$	0	0,144	0,232	0,325	0,403	0,497	0,597	0,701	0,797	0,925	0,975
$K_{ГМП}$	2,52	2,28	2,12	1,96	1,83	1,67	1,5	1,33	1,19	0,98	0,82
$\lambda_{вц} \cdot 10^6, \text{ мин}^2/\text{м}$	3,13	3,05	3,05	2,93	2,83	2,68	2,56	2,46	2,32	1,8	0,91
$1/u_{ГТ} = n_{т}/n_{н}$	-0,352	-0,157	-0,038	0,087	0,193	0,32	0,455	0,595	0,726	0,899	0,966
$K_{ГТ}$	4,86	4,15	3,502	2,96	2,59	2,19	1,82	1,505	1,27	0,97	0,75
α_n	0,37	0,406	0,45	0,49	0,523	0,565	0,609	0,654	0,69	0,745	0,79
$\lambda_n \cdot 10^6, \text{ мин}^2/\text{м}$	1,16	1,23	1,37	1,44	1,48	1,51	1,56	1,61	1,6	1,34	0,72
$\eta_{ГТ}$	-	-	-	0,26	0,5	0,7	0,83	0,895	0,92	0,897	0,73

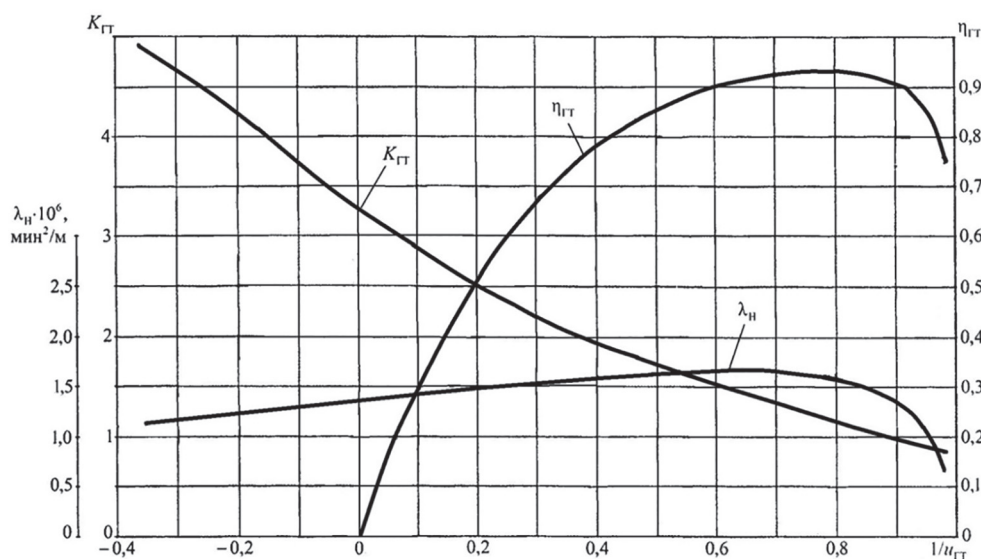


Рис. 2. Внешняя характеристика ГТ

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
4. Шарипов В.М., Котиев Г.О., Щетинин Ю.С., Вязников М.В., Гаев С.В., Розеноер М.Г. К вопросу о выборе параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных и лесопромышленных тракторов // Тракторы и сельхозмашины, 2016. № 3. С. 8–14.
5. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.
6. Шарипов В.М. Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Кинематический анализ работы двухпоточных гидромеханических передач для автомобилей и тракторов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 12–3. С. 131–138.
7. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Гаев С.В., Трошкин О.В. Силовой анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 35–41.
8. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
2. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of tracked vehicles]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
3. Petrov A.V. Planetarnye i gidromekhanicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 385 p.
4. Sharipov V.M., Kotiev G.O., Shchetinin Yu.S., Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Rozenoer M.G. Selection of parameters for double-flow hydromechanical transmission for industrial and forestry tractors. Traktory i sel'khoz mashiny, 2016. No 3, pp. 8–14 (In Russ.).
5. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of double-flow hydromechanical gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 10–15 (In Russ.).
6. Sharipov V.M. Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Kinematic analysis of operation of double-flow hydromechanical gears for vehicles and tractors. Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologiy. 2016. No 12–3, pp. 131–138 (In Russ.).
7. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Gaev S.V., Troshkin O.V. Power analysis of double-flow hydromechanical gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 2, pp. 35–41 (In Russ.).
8. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskie transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydromechanical transmissions of high-speed tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.

References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

SPECIALIZED MEASUREMENT SYSTEM FOR EXPERIMENTAL RESEARCH OF SUSPENSION SYSTEM LOADING CONDITIONS OF A HIGH MOBILITY TRACKED VEHICLES

Д.А. ДУБИН
О.А. НАКАЗНОЙ, д.т.н.
Д.А. ЧИЖОВ, к.т.н.
А.Ю. ШМАКОВ

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,
dubin.connect@mail.ru

D.A. DUBIN
O.A. NAKAZNOI, DSc in Engineering
D.A. CHIZHOV, PhD in Engineering
A.YU. SHMAKOV, PhD in Engineering

N.E. Bauman Moscow State Technical University, Moscow,
Russia, dubin.connect@mail.ru

Нагруженность систем поддресоривания как состояние, обусловленное внешними воздействиями и условиями функционирования, для быстроходных гусеничных машин определяется характеристиками профиля пути и режимами движения. Наиболее достоверная оценка эксплуатационных параметров нагружения деталей и узлов подвесок получается экспериментальным путем с применением специализированной измерительной аппаратуры. В рамках проведенных исследований по определению кинематических и силовых параметров нагружения элементов системы поддресоривания гусеничной машины массой 14 тонн при движении по лесным грунтовыми дорогам разработана измерительная система, реализующая оценку характеристик нагруженности по угловому положению подвесок относительно корпуса машины. Измерительная система состоит из аппаратной и программной подсистем и осуществляет запись углов закрутки торсионных валов в функции времени с последующим преобразованием и статистической обработкой полученных данных в характеристики нагружения упругих элементов и рычагов подвесок. По полученным выборочным данным программная подсистема производит расчет средней долговечности торсионных валов с целью определения наиболее нагруженных подвесок. Преимущество разработки заключается в относительной простоте и универсальности. Аппаратная подсистема и оснастка крепления датчиковой аппаратуры не требуют внесения изменений в конструкцию ходовой части и позволяют проводить исследования на большинстве типов гусеничных машин. Программная подсистема может быть адаптирована под исследования нагруженности гусеничных машин различной весовой категории. Надежность испытательного оборудования, а также устойчивость формирования и регистрации измерительных сигналов оценивалась в рамках полигонных испытаний при движении гусеничной машины в сложных дорожных условиях по трассам протяженностью 350 км.

Ключевые слова: гусеничные машины, измерительная система, подвеска, кинематические параметры.

Loading of cushioning systems, as a condition caused by external influences and operating conditions, for high-speed tracked vehicles is determined by the characteristics of the track profile and motion modes. The most reliable estimate of the operational parameters of loading of parts and suspension assemblies is obtained experimentally using specialized measuring equipment. Within the conducted investigations for determining of kinematic and force parameters of loading of the elements of the cushioning system of a 14-ton tracked vehicle while driving on forest ground roads, a measuring system has been developed that realizes estimation of the loading characteristics by the angular position of the suspensions relative to the vehicle body. The measuring system consists of the hardware and software subsystems and records angles of twisting of torsion shafts as a function of time, with subsequent conversion and statistical processing of obtained data into the loading characteristics of elastic elements and suspension arms. According to received sample data, the software subsystem calculates average durability of torsion shafts in order to determine the most loaded suspensions. The advantage of the study is in relative simplicity and versatility. The hardware subsystem and rigging of the sensor equipment attachment do not require making changes in the construction of the undercarriage and allows to carry out investigations on most types of tracked vehicles. The software subsystem can be adapted for studies of loading of tracked machines of different weight categories. Reliability of the test equipment, as well as stability of formation and recording of measuring signals, was evaluated in polygon tests during motion of a tracked vehicle in difficult road conditions along 350 km tracks.

Keywords: tracked vehicles, measurement system, suspension, kinematic parameters.

Введение

Элементы системы поддрессоривания быстроходных гусеничных машин являются наиболее нагруженными в составе ходовой части, их надежность напрямую влияет на одно из основных свойств – подвижность машины. Исследование рабочих процессов и определение эксплуатационных уровней нагружения системы поддрессоривания является важной практической задачей, позволяющей оценить работоспособность и ресурс деталей на этапе проектирования. В настоящее время проведенные исследования в области теории движения в совокупности с применением современных средств численного моделирования позволяют с высокой степенью точности оценивать эксплуатационные характеристики гусеничных машин. Однако, учитывая случайный характер внешних воздействий, возникающих при движении по неровностям местности, наиболее достоверная оценка эксплуатационных параметров нагружения может быть получена только при проведении ходовых исследовательских испытаний с применением специализированной измерительной аппаратуры. Существующие типовые измерительные системы и комплексы позволяют решать широкий спектр задач, связанных с испытаниями и исследованиями в различных областях науки и техники [1]. Однако задачи по измерению кинематических и силовых параметров нагружения

подвесок гусеничных машин имеют достаточно узкую направленность, для которой разработка типовых комплексов экономически нецелесообразна.

Цель работы

Создание эффективной измерительной системы (ИС), предназначенной для оценки влияния дорожно-грунтовых условий и режимов движения на нагруженность элементов системы поддрессоривания быстроходных гусеничных машин.

Метод определения параметров нагружения элементов систем поддрессоривания

В процессе движения гусеничной машины по неровностям местности нагрузки, действующие на систему поддрессоривания, распределяются между подвесками. Опорные катки под действием приложенных сил со стороны дорожного профиля изменяют свое вертикальное положение по координате z (рис. 1).

Далее нагрузка передается рычагом балансира и через подшипниковые узлы распределяется на корпус. При этом упругий элемент (торсионный вал) воспринимает крутящий момент в плоскости ZOX и под действием при-

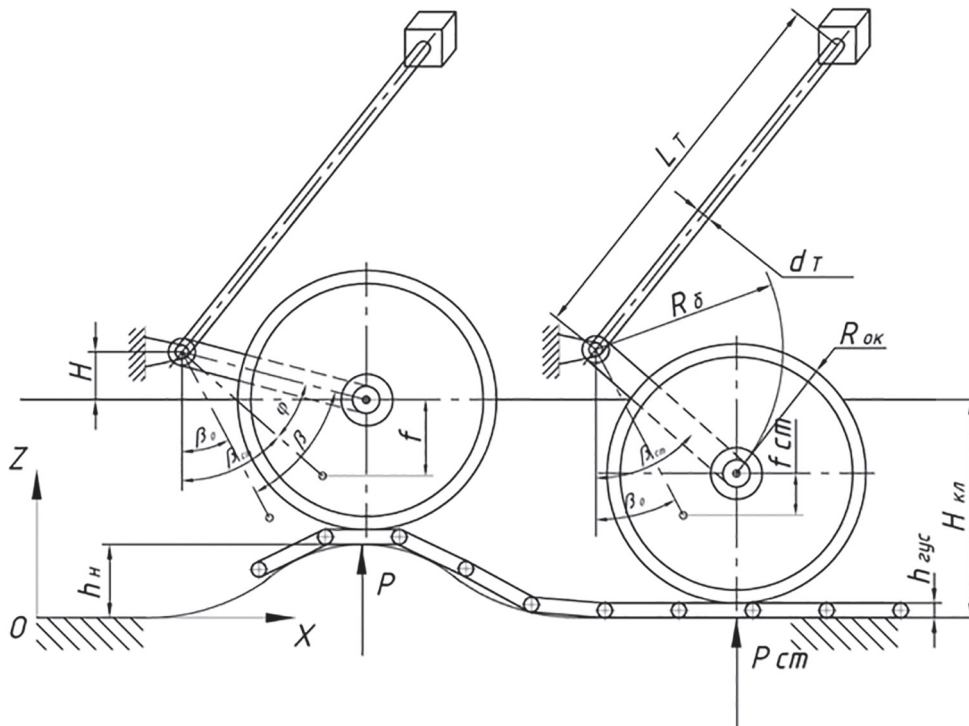


Рис. 1. Кинематическая схема узла подвески

ложенной нагрузки закручивается на угол φ , тем самым преобразуя часть кинетической энергии поддрессоренного корпуса в потенциальную энергию упругой деформации торсионного вала. Основанная зависимость, описывающая упругую характеристику подвески (рис. 2), выражается действующей со стороны опорной поверхности и приведенной к оси опорного катка силой P в зависимости от хода подвески f .

Оба параметра могут быть выражены через один общий – угол закрутки торсионного вала φ . Таким образом, ход подвески f относительно статического положения можно описать следующей зависимостью:

$$f = R_0 [\cos \beta_{ст} - \cos(\beta_{ст} + \varphi)], \quad (1)$$

где R_0 – радиус балансира, $\beta_{ст}$ – статическое угловое положение балансира.

В свою очередь уровень нагрузки P , требуемой для перемещения катка на величину f в функции от угла φ , может быть выражен следующим образом:

$$P = \frac{G I_p}{L_T} [(\beta_{ст} - \beta_0) + \varphi] \frac{1}{R_0 \sin(\beta_{ст} + \varphi)}, \quad (2)$$

где G – модуль упругости второго рода материала торсиона, I_p – полярный момент инерции торсионного вала, L_T – длина торсионного вала, β_0 – угловое положение балансира при нулевой закрутке торсиона.

Угловое положение балансира при нулевой закрутке торсиона β_0 и статическое угловое положение балансира $\beta_{ст}$, входящие в зависимости (1) и (2), являются постоянными величинами и могут быть выражены через основные геометрические и физические характеристики элементов подвесок [2]:

$$\beta_{ст} = \arccos \left(\frac{H_{кл} + H - h_{тис} - R_{ок}}{R_0} \right),$$

где $H_{кл}$ – клиренс машины; H – расстояние от оси торсиона до днища корпуса машины; $h_{тис}$ – толщина трака гусеницы; $R_{ок}$ – радиус опорного катка.

$$\beta_0 = \beta_{ст} - \frac{P_{ст} R_0 \sin \beta_{ст} L_T}{G I_p},$$

где $P_{ст}$ – нагрузка на опорный каток в статическом положении подвески.

На основании приведенных зависимостей показано, что получение информации о кинематических и силовых параметрах нагруже-

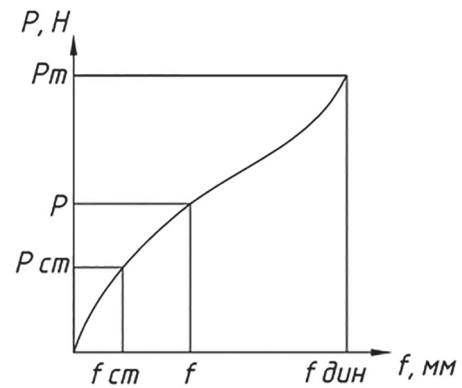


Рис. 2. Общий вид упругой характеристики торсионной подвески

ния элементов систем поддрессоривания может быть реализовано путем записи изменения углов закручивания упругих элементов подвесок – торсионных валов.

Требования, предъявляемые к измерительной системе

Разработанная ИС как совокупность функционально объединенных средств измерений и вычислительных компонентов имеет блочно-модульную структуру, состоящую из технической (аппаратной) и программной (алгоритмической) подсистем.

Анализ специфики экспериментального исследования нагруженности элементов системы поддрессоривания, проводимого в рамках полигонных испытаний гусеничных машин, позволил сформулировать ряд основных требований, которым должны удовлетворять перечисленные подсистемы:

- многоканальность;
- высокая надежность и помехоустойчивость в различных условиях эксплуатации;
- программная и техническая адаптивность для разных типов гусеничных машин.

Многоканальность. Нагрузки, действующие на элементы системы поддрессоривания при движении гусеничной машины, являются функцией режимов движения и профиля поверхности дорожного пути. При движении гусеничных машин по грунтовым непрофилированным дорогам или по бездорожью профиль пути под гусеницами может существенно различаться [3], что приводит к различию в уровнях нагружения, а также распределению нагрузок по подвескам левого и правого бортов. Следовательно, для получения достоверной оценки о процессе нагружения ИС должна реализовывать парал-

тельную регистрацию и обработку сигналов с каждой подвески (рис. 3). Для фиксации скоростных режимов движения в схему необходимо включать дополнительный канал для снятия сигнала с датчика, установленного на ведущем колесе или бортовой передаче.

Высокая надежность и помехоустойчивость в различных условиях эксплуатации. Адекватность экспериментально полученных данных о процессе нагружения систем поддрессоривания, особенно при движении в условиях бездорожья, напрямую зависит от надежной и устойчивой фиксации измерительных сигналов. Необходимо исключить ударные и снизить вибрационные нагрузки на датчиковую аппаратуру, а также минимизировать наводимые помехи со стороны корпуса машины и установленного электрооборудования на электрические сигналы, передающиеся от измерительных компонентов (датчиков) до регистрирующей и вычислительной аппаратуры.

Программная и техническая адаптивность для разных типов гусеничных машин. Требование унификации обусловлено использованием ИС при проведении исследований на машинах разной весовой категории. При этом, конструкция элементов, входящих в состав системы поддрессоривания, различна, следовательно, уровни нагружения при одинаковых значениях кинематических параметров будут разными, тем самым требуя настройки программной подсистемы под конкретный образец гусеничной машины.

Аппаратная и программная подсистемы

Разработанная ИС производит косвенные измерения углов закрутки торсионов за счет прямых измерений перепада уровня напряжений в электрической цепи (рис. 4). В качестве датчиков углового положения целесообразно использовать регулируемые делители электрического напряжения – потенциометры (резисторы переменного сопротивления). Для измерения скорости движения гусеничной машины в состав схемы подключается штатный тахогенератор. Полученные в процессе движения ГМ аналоговые измерительные сигналы преобразуются в двоичный цифровой код с последующей обработкой на ЭВМ. Запись входного сигнала может осуществляться непрерывно, объем получаемой информации ограничивается емкостью жесткого диска. В схеме используются элементы питания, что позволяет не подключаться к бортовой сети машины.

Программная подсистема реализует преобразование исходного измерительного сигнала, поступающего с АЦП в кинематические и силовые параметры нагружения, в функции времени. По разработанному алгоритму проводится анализ статистических характеристик исследуемых параметров и определяется распределение нагруженности по подвескам по критерию наименьшей расчетной долговечности торсионных валов от действия полученных эксплуатационных спектров нагружения (рис. 5). Адаптация под исследование гусенич-

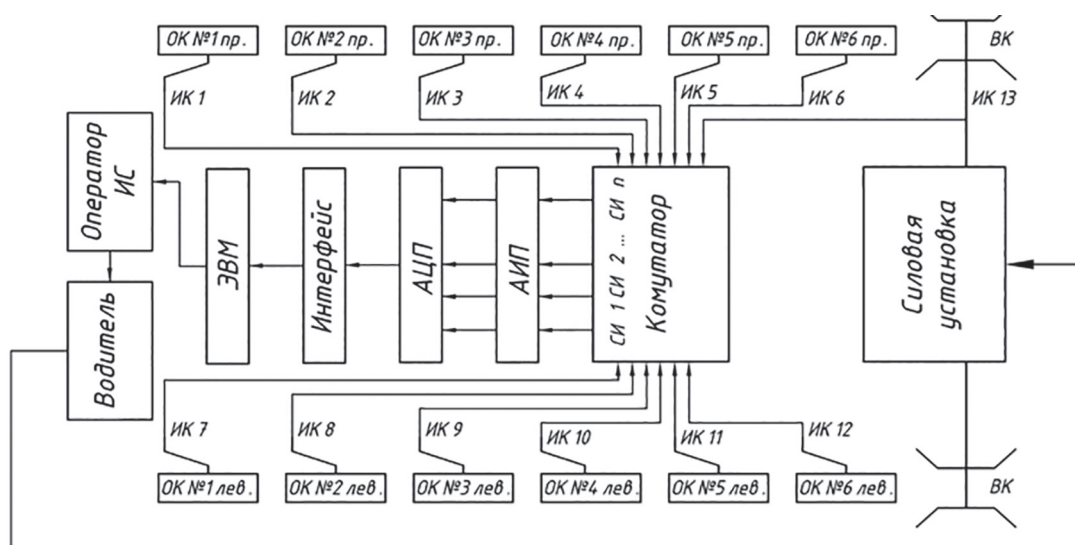


Рис. 3. Структурная схема ИС:

ОК – опорный каток; ИК – измерительный канал; АИП – аналогово-измерительный преобразователь; АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ВК – ведущее колесо

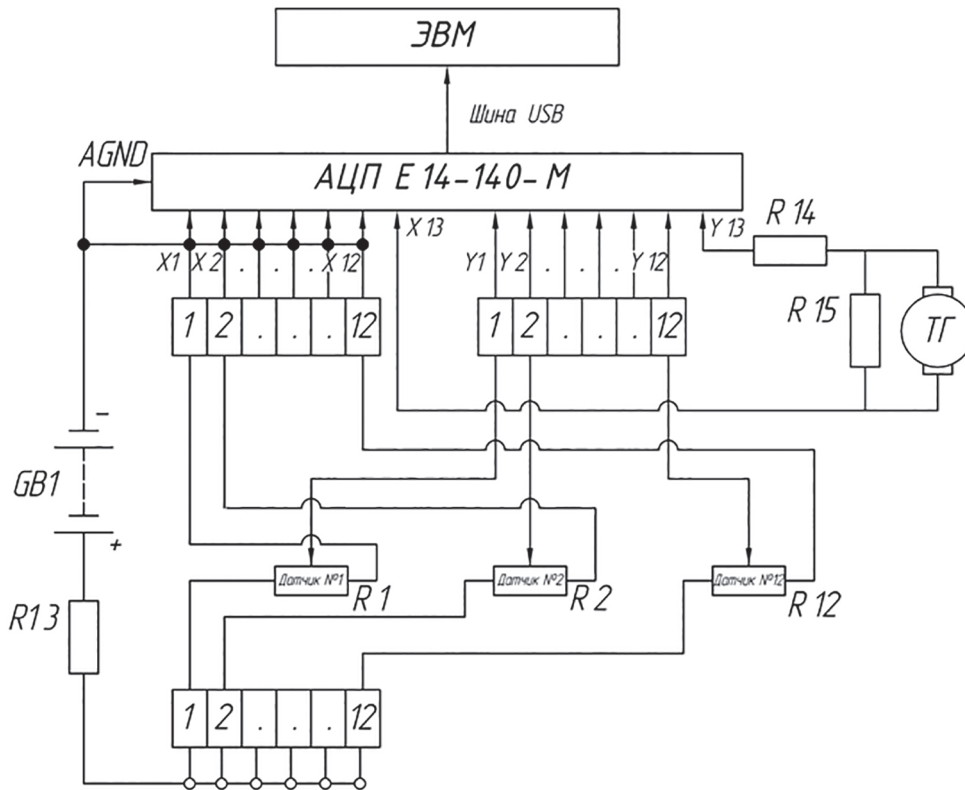


Рис. 4. Электрическая схема аппаратной подсистемы ИС

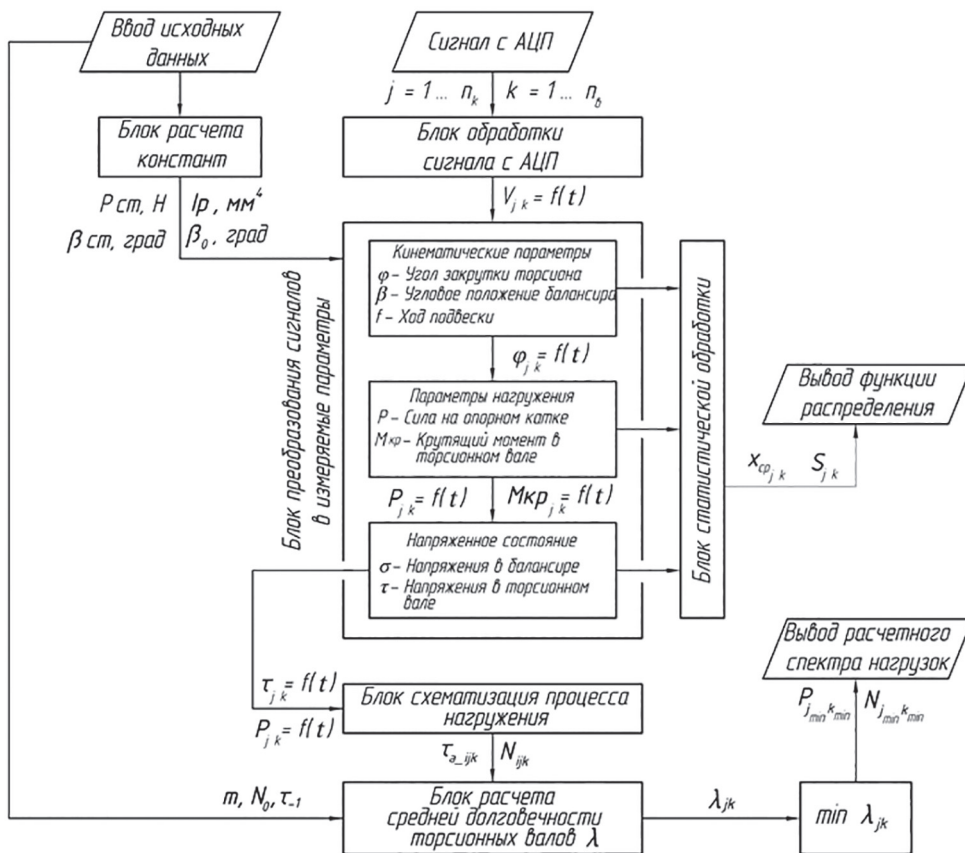


Рис. 5. Алгоритм функционирования программной подсистемы

ных машин различной весовой категории осуществляется за счет ввода соответствующих исходных данных о геометрических характеристиках элементов системы поддрессоривания.

Для каждой выборки проводится схематизация процесса нагружения, в результате которого случайный процесс нагружения исследуемых подвесок заменяется эквивалентным упорядоченным, т.е. выявляется спектр амплитуд касательных напряжений торсионных валов, характерный для исследуемых условий эксплуатации гусеничной машины. Схематизация осуществляется по методу максимумов [4], где за амплитуду нагружения принимают:

$$\tau_{a_ijk} = \tau_{\max_ijk} - \tau_{\text{ср}_{jk}},$$

где τ_{\max_ijk} – максимальное значение касательного напряжения в торсионном вале i -м цикле нагружения, полученное по j -му измерительному каналу (№ подвески) для k -й выборки; $\tau_{\text{ср}_{jk}}$ – медиана экстремумов касательных напряжений по всему процессу нагружения для данного измерительного канала и данной выборки.

При этом учитывается, что характеристики сопротивления усталости для различных материалов и сплавов, как правило, получаются при испытании лабораторных образцов при симметричном цикле нагружения. Приведение ассиметричных циклов нагружения к эквивалентным симметричным осуществлялось с использованием следующих зависимостей:

$$\begin{cases} \tau_{a_{ijk}} + \gamma \tau_{\text{ср}_{jk}}, \text{ при } \tau_{m_{ijk}} > 0; \\ \tau_{a_{ijk}}, \text{ при } \tau_{m_{ijk}} < 0, \end{cases}$$

где γ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла нагружения; τ_{m_ijk} – среднее значение напряжения в i -ом цикле нагружения.

Средняя долговечность торсионных валов определяется в соответствии с методикой, изложенной в работе В.П. Когаева [5]:

$$\lambda = \frac{a_p \tau_{-1Д}^m N_0}{\sum_i \tau_{ai}^m N_{i6}},$$

где $a_p = 0,1 \dots 1$ – расчетный коэффициент повреждений; $\tau_{-1Д}$ – предел выносливости для детали; m и N_0 – параметры кривой усталости [6]; τ_{ai} – амплитуда цикла нагружения; N_{i6} – количество циклов действия амплитуды τ_{ai} в одном блоке нагружения.

Полученное распределение расчетных долговечностей торсионных валов от действия из-

меряемых нагрузок в конечном итоге позволяет судить о распределении нагруженности по подвескам и сформировать расчетный спектр нагружения.

Блок статистической обработки производит точечные оценки параметров распределения генеральной совокупности измеряемых кинематических и силовых параметров нагружения подвесок, а также определяет максимальные и минимальные значения параметров для каждой выборки. Формирующиеся в результате гистограммы относительных частот позволяют судить о виде функции распределения измеряемых величин для каждой подвески.

Практическая реализация измерительной системы

Разработанный комплекс в опытном исполнении применялся в ходе исследований по определению кинематических и силовых параметров нагружения гусеничной машины массой 14 т при движении по лесным грунтовыми дорогам [7]. Компонентная схема испытательной машины соответствовала переднему расположению моторно-трансмиссионного отделения. Тип системы поддрессоривания – индивидуальная торсионная с шестью опорными катками на каждый борт и демпфирующими элементами телескопического типа, расположенными на первой, второй и шестой подвесках.

Оснастка крепления датчиков представляла собой кронштейн из листового металла, установленный на корпусе машины при помощи эпоксидного клея. Передача угла поворота упругого элемента подвески осуществлялась через гибкую муфту, что позволяло компенсировать несоосность установки вала датчика с осью торсионного вала и минимизировать вибрационные воздействия на измерительные компоненты (рис. 6).

В собранной схеме использовались потенциометры R-24N1-B10K фирмы SONG HUEI с номинальным сопротивлением 10 кОм (рис. 7). Угол поворота валика составляет 300°, рабочая температура по данным производителя находится в диапазоне от минус 10 до плюс 70 °С.

Подавление помех от внешней среды и электрооборудования осуществлялось путем соединения резисторов с электрической схемой при помощи многожильного экранированного провода FTP-4ST (витая пара), а также за счет использования дифференци-

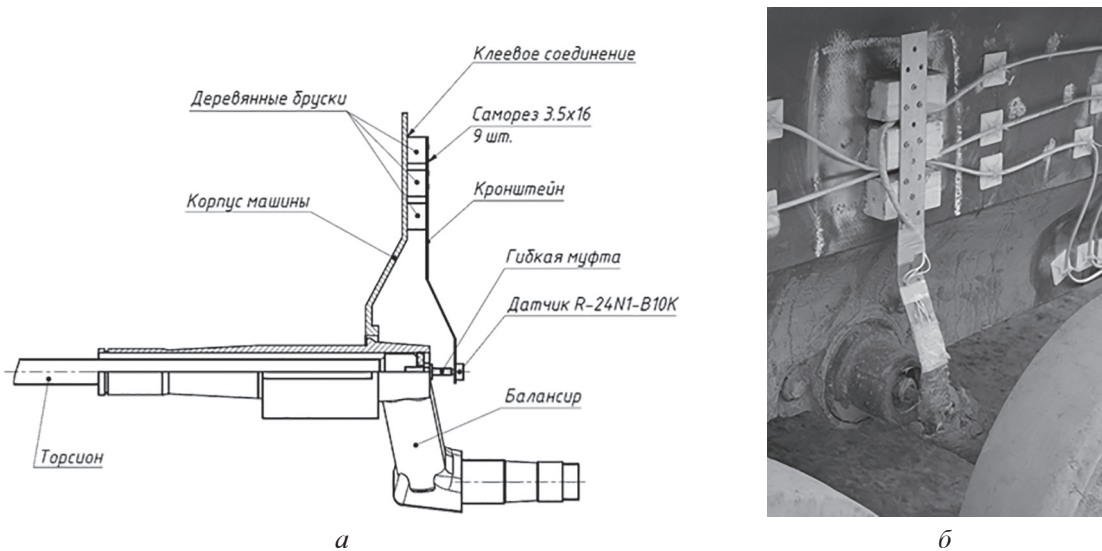


Рис. 6. Установка датчиковой аппаратуры на корпусе машины:
а – схема крепления; б – опытный образец

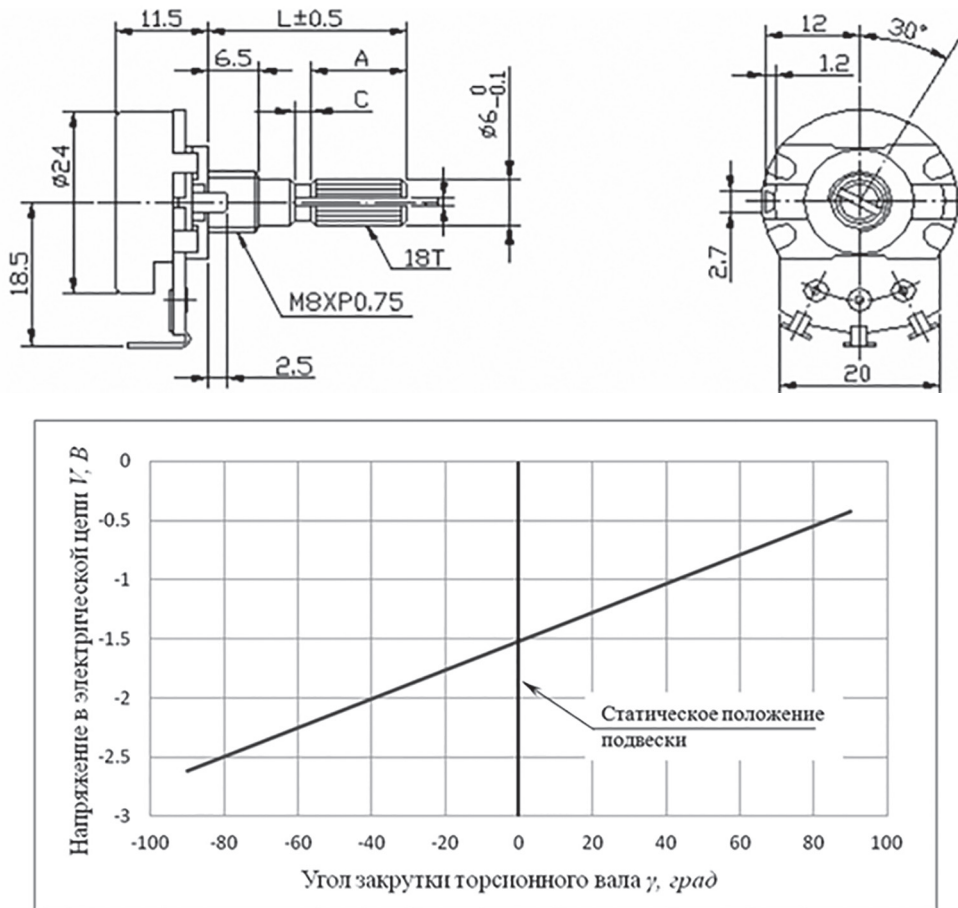


Рис. 7. Характеристики применяемых датчиков

альной схемы подключения измерительной аппаратуры к АЦП. Кабельная трасса укладывалась вдоль корпуса машины с выводом в обитаемое отделение. В целях предотвращения возможного механического повреждения осуществлялось армирование кабельной

трассы в области амортизаторов и днища корпуса. В качестве источника питания датчиковой аппаратуры использовалась батарейка «Крона» с номинальным напряжением 9В. Для преобразования аналоговых сигналов в цифровой код применялся аналогово-циф-

ровой преобразователь Е14-140М. Используемый АЦП имеет в своей схеме входной коммутатор и усилитель сигналов, которые позволяют реализовать измерения по 16 дифференциальным каналам. Полученные значения напряжений в электрической цепи преобразовывались в углы закрутки торсионного вала ϕ в соответствии с данными, получен-

ными при тарировке датчиков. Начальному (нулевому) угловому положению вала соответствовал угол закрутки торсиона в статическом положении подвески.

В результате записи и последовательного преобразования исходного измерительного сигнала формировались осциллограммы процесса нагружения подвесок (рис. 8).

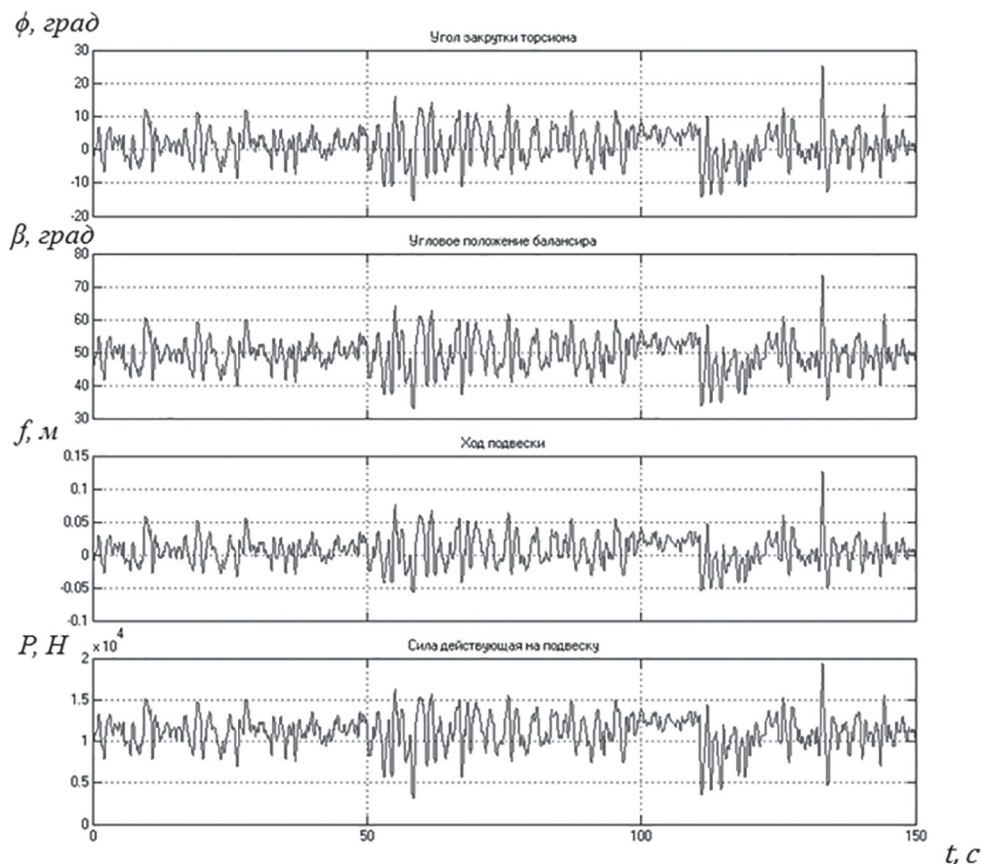


Рис. 8. Запись процесса нагружения подвески



a



b

Рис. 9. Дорожно-грунтовые условия при проведении эксперимента:

a – испытания в лесной местности в условиях бездорожья; *b* – движение по песчаному грунту

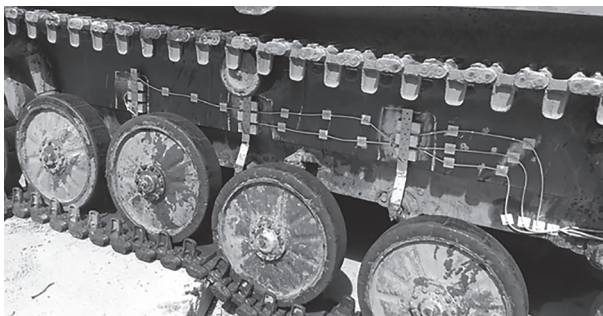


Рис. 10. Преодоление препятствий (бетонные плиты)

Тестирование измерительной системы проводилось в течении трех суточных маршей. Проверка устойчивости регистрации сигнала осуществлялась на протяжении 50 км пробега по размытым лесным дорогам, а также по песчаному грунту (рис. 9). Надежность крепления и целостность испытательной оснастки под действием вибрационных нагрузок оценивалась на протяжении 350 км при движении на максимально реализуемых по управляемости скоростных режимах, а также при преодолении различных препятствий, таких как стволы деревьев, бетонные плиты и глубокие канавы (рис. 10).

Выводы

Разработанные измерительная система и конструкция испытательной оснастки подтвердили свою работоспособность, в том числе в тяжелых условиях бездорожья.

Регистрирующая аппаратура устойчиво фиксирует электрический сигнал с датчиков в различных дорожных условиях, что позволяет с требуемой точностью оценивать кинематические и силовые параметры нагружения элементов системы поддрессоривания гусеничных машин.

Аппаратная подсистема и оснастка крепления датчиковой аппаратуры не требуют внесения изменений в конструкцию ходовой части и позволяют проводить исследования на большинстве типов гусеничных машин. Программная подсистема может быть адаптирована под исследования нагруженности гусеничных машин различной весовой категории.

Литература

1. Раннев Г.Г. Измерительные информационные системы. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 336 с.
2. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 38 с.

3. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
4. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статического представления результатов. М.: Издательство стандартов, 1983. 15 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
6. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. М.: Издательство стандартов, 1982. 85 с.
7. Дубин Д.А., Наказной О.А., Смирнов И.А., Шлеев А.Н. Экспериментальное определение кинематических и силовых параметров нагружения элементов системы поддрессоривания быстроходной гусеничной машины // Труды НАМИ. 2016. № 3 (266). С. 45–53.

References

1. Rannev G.G. Izmeritel'nye informatsionnye sistemy [Measurement information systems]. Moscow, Akademiya Publ., 2010. 336 p.
2. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Sarach E.B. Konstruktsiya i raschet podvesok bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [The design and calculation of suspension system of highly mobile track vehicles]. Moscow, MSTU by N.E. Bauman Publ., 2007. 38 p.
3. Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin [Integrated suspension systems of highly mobile articulated tracked vehicles]. Moscow, MSTU by N.E. Bauman Publ., 2010. 184 p.
4. GOST 25.101-83. Strength calculations and testing. Representation of random loading of machine elements and structures and statistical evaluation of results. Moscow, Standartinform Publ., 1983. 15 p.
5. Kogaev V.P. Raschety na prochnost' pri napryazheniyakh peremennykh vo vremeni [Strength calculations under variable alternating stresses] Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 232 p.
6. GOST 25.504-82 Strength calculation and testing. Method of fatigue strength calculation behavior. Moscow, Standartinform Publ., 1982. 85 p.
7. Dubin D.A., Nakaznoi O.A., Smirnov I.A., Shleev A.N. Experimental determination of kinematic and power parameters of loading the suspension system elements of a high mobility tracked machine. Trudy NAMI. 2016. No. 3 (266), pp. 45-53 (in Russ.).

О ВЛИЯНИИ ОБРАБОТКИ КРОМОК ЛОПАСТЕЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ТРАКТОРНОГО ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

INFLUENCE OF THE MACHINING OF EDGES OF BLADES OF TRACTOR TORQUE CONVERTER IMPELLERS ON ITS CHARACTERISTICS

Е.А. ДЬЯЧКОВ, д.т.н.

Е.А. ФЕДЯНОВ, д.т.н.

Волгоградский государственный технический
университет, Волгоград, Россия, tig@vstu.ru

E.A. D'YACHKOV, DSc in Engineering

E.A. FEDYANOV, DSc in Engineering

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia,
tig@vstu.ru

Производство рабочих колес для гидродинамических передач тягово-транспортных машин представляет собой сложную технологическую задачу. Изготовление лопастей штамповкой с последующей сборкой и приваркой к торовым поверхностям обеспечивает получение заданных углов входа и выхода потока, но не дает эквидистантности линий тока рабочей жидкости в межлопаственном пространстве, поскольку лопасти, отштампованные из листового материала, имеют одинаковую толщину по длине. Как следствие, происходит увеличение потерь энергии при движении рабочей жидкости в межлопастных каналах и снижается коэффициент полезного действия. При изготовлении рабочих колес литьем обеспечиваются необходимые пространственная форма и переменная по направлению потока толщина лопасти, однако в силу технологических ограничений не удается получить требуемую толщину входной и выходной кромок. Кроме того, вынужденная токарная подрезка лопастей исключает скругление указанных кромок. Добиться требуемой геометрии кромок можно их слесарной обработкой, однако такая операция нежелательна вследствие ее очень высокой трудоемкости. При крупносерийном и массовом производстве слесарные операции должны быть исключены. В связи со сказанным выше важным является вопрос о степени влияния геометрии кромок лопастей рабочих колес на характеристики гидротрансформации. В данной статье представлены результаты экспериментальных исследований влияния обработки кромок лопастей рабочих колес тракторного гидротрансформатора, изготовленных литьем в кокиль, на коэффициент полезного действия и преобразующие свойства гидротрансформации. Показано влияние обработки кромок лопастей как для каждого колеса в отдельности, так и в совокупности. Обоснован вывод о том, что трудоемкую операцию слесарной обработки кромок лопастей рабочих колес можно при массовом производстве гидротрансформаторов исключить без существенного ухудшения характеристик гидротрансформации.

Ключевые слова: гидродинамическая передача, коэффициент полезного действия гидродинамической передачи, характеристики гидродинамической передачи, обработка лопастей гидродинамической передачи.

The production of impellers for hydrodynamic transmission of traction-transport machines is a complex technological task. Manufacturing of blades by punching with subsequent assembling and welding to toroidal surfaces ensures obtaining of specified angles of flow input and output, but does not provide an equidistant flowline of the working fluid in the intervane space, since the blades punched from sheet material have the same thickness along the length. Consequently, there is an increase in energy losses during the movement of the working fluid in the intervane channels and the coefficient of efficiency decreases. In the manufacture of impellers by casting provides the necessary spatial shape and variable in direction of flow thickness of the blade, but due to technological limitations, it is not possible to obtain the required thickness of the input and output edges. In addition, the forced turn cutting of blades eliminates the rounding of these edges. The required geometry of the edges can be achieved by their machining, but such an operation is undesirable due to its very high labor intensity. In large-scale and mass production, locksmithing operations should be excluded. In connection with said above, the question of level of influence of the impeller blade edges geometry on the characteristics of hydrotransmission is important. This article presents the results of experimental studies of the effect of machining of the torque converter impeller blade edges, manufactured by casting into the chill mold, on the efficiency coefficient and the converting properties of the hydrotransmission. The influence of blade edges machining is shown for each wheel separately and in aggregate. The conclusion is substantiated that the laborious operation of the metalworking of impeller blades' edges can be eliminated in the mass production of torque converters without significant degrading of the hydrotransmission characteristics.

Keywords: hydrodynamic transmission, efficiency of hydrodynamic transmission, characteristics of hydrodynamic transmission, machining of hydrodynamic transmission blades.

Введение

При разработке и серийном производстве гидродинамических передач тягово-транспортных машин наибольшие технологические затруднения возникают при изготовлении рабочих колес. Для достижения высоких значений КПД необходимо точно выполнять геометрию лопастной системы. Это касается, в частности, углов входа и выхода в лопасти и направления линий тока в межлопастном пространстве. В настоящее время необходимость выполнения этих требований определяет выбор технологии изготовления рабочих колес гидротрансформаторов [1, 2].

Наиболее распространенными способами являются изготовление лопастей штамповкой с последующей сборкой и приваркой к торovým поверхностям и отливка рабочих колес с образованием межлопастного пространства специальными стержнями сложной пространственной формы, которые закрепляются в кокиле модельной оснастки.

Первый способ гарантирует получение заданных углов входа и выхода лопастей, но не дает эквидистантности линий тока рабочей жидкости в межлопастном пространстве, поскольку лопасти, отштампованные из листового материала, имеют одинаковую толщину по длине. Как следствие, происходит увеличение потерь энергии при движении рабочей жидкости и снижается КПД.

Второй способ позволяет получить лопасти переменной толщины (так называемый крыловой профиль), но имеет ограничения по минимально достигаемой в литье толщине кромок лопастей на входе и выходе, а также по радиусу закругления кромок лопастей на входе. Более того, кромки лопастей приходится подрезать при токарной обработке колес, и закругление кромок лопастей на входе в рабочие колеса от-

сутствует. Добиться необходимых размеров и формы кромок можно слесарной обработкой каждой лопасти. Излишне говорить, что такая технологическая операция весьма трудоемка и требует квалифицированного персонала. При крупносерийном и, тем более, массовом производствах эта технологическая операция должна быть исключена.

Цель исследования

Изучение влияния обработки кромок лопастей рабочих колес тракторного гидротрансформатора на его характеристики

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Для того чтобы выяснить, насколько геометрия кромок лопастей, получаемая после токарной подрезки кромок лопастей отливки без последующей слесарной обработки, влияет на показатели гидротрансформатора, были проанализированы результаты стендовых испытаний тракторного гидротрансформатора ЛГ-420-35 [3], в ходе которых он последовательно комплектовался рабочими колесами с обработанными и необработанными кромками.

На рис. 1 показана типовая схема слесарной обработки лопастей рабочих колес гидротрансформатора, полученных отливкой. Для уменьшения толщины кромки металл снимали с обеих сторон лопасти (заштрихованные области на рис. 1) с тем, чтобы не изменить направление средней линии профиля. Закругление на входе получали, убирая острую кромку лопастей с вогнутой стороны лопасти. Острая кромка получалась в результате токарной подрезки кромок лопастей после литья.

Слесарная обработка лопастей рабочих колес гидротрансформатора ЛГ-420-35 позволяла получить следующие толщины кромок

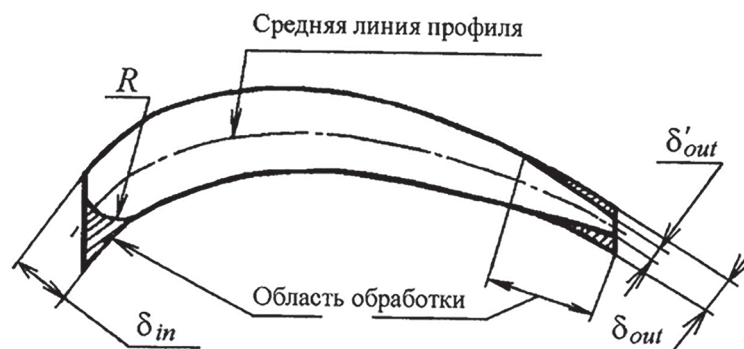


Рис. 1. Типовая схема слесарной обработки кромок рабочих колес гидротрансформатора

(измеренные нормально к средней линии тока) и радиусы закругления: для первого реактора: $\delta_{in} = 2,85$ мм, $\delta_{out} = 0,95$ мм, $R_{in} = 1,4$ мм; для второго реактора: $\delta_{in} = 3,7$ мм, $\delta_{out} = 1,0$ мм, $R_{in} = 1,85$ мм; для насосного колеса: $\delta_{in} = 3,0$ мм, $\delta_{out} = 1,0$ мм, $R_{in} = 1,5$ мм; для турбинного колеса: $\delta_{in} = 4,0$ мм, $\delta_{out} = 2,0$ мм, $R_{in} = 2,0$ мм.

На первом этапе исследований была проведена оценка влияния обработки кромок лопастей для каждого колеса в отдельности, за исключением второго реактора. Для второго реактора исследование не проводили, так как его лопасти после отливки вынужденно обрабатывали вследствие недопустимо больших отклонений формы и размеров кромок лопастей от предусмотренных конструкций.

Для оценки влияния слесарной обработки кромок лопастей каждого из колес в отдельности проводилось сравнение характеристик гидротрансформатора, в котором кромки лопастей всех колес были обработаны, и гидротрансформатора, у которого исследуемое колесо было заменено на экземпляр с необработанными кромками.

Все сравнительные испытания проводились на стенде [4], который обеспечивал точность измерения крутящих моментов с погрешностью $\pm 0,2$ %. Погрешность в определении частот вращения насосного и турбинного колес гидротрансформатора не превышала 0,1 %. В качестве рабочей жидкости использовалось масло веретенное АУ ГОСТ 1642-50 [5], температура рабочей жидкости в процессе испытаний поддерживалась в пределах 90 ± 5 °С, частота вращения вала насосного колеса составляла 1700 мин^{-1} .

В результате проведенных испытаний установлено, что слесарная обработка лопастей первого реактора слабо влияет на характеристики гидротрансформатора ЛГ-420-35. Увеличение КПД вследствие обработки кромок данного колеса наблюдается лишь в интервале передаточных отношений $0,47 < i < 0,6$ и не превышает 0,6 % (0,890 вместо 0,864 при $i = 0,56$).

Слесарная обработка кромок лопастей насосного колеса также слабо сказывается на характеристике гидротрансформатора. Значения коэффициентов первичного момента для сравниваемых гидротрансформаторов практически одинаковы во всем диапазоне передаточных отношений. КПД незначительно повышается только в относительно узком диапазоне пере-

даточных отношений $0,71 < i < 0,85$. Максимальное повышение КПД составляет 0,8 % при передаточном отношении $i = 0,75$. Кривые коэффициентов трансформации почти полностью совпадают для обоих вариантов, кроме участков передаточных отношений $0 < i < 0,07$, а также $0,71 < i < 0,85$. В пределах указанных участков коэффициент трансформации для варианта с необработанным насосным колесом несколько ниже. Снижается и коэффициент трансформации на стоповом режиме ($K = 3,453$ вместо $K = 3,53$). Для варианта с необработанными кромками лопастей кривая коэффициента трансформации в области малых передаточных отношений ($0 < i < 0,07$) приобретает выпуклый вид. Это свидетельствует о стеснении потока рабочей жидкости в межлопаточном пространстве, вызванном, очевидно, большей толщиной кромок лопастей у необработанного насосного колеса.

Наиболее заметное и неоднозначное влияние на характеристики гидротрансформатора оказывает обработка кромок лопастей турбинного колеса. У этого колеса, как было отмечено выше, после обработки кромок $\delta_{in} = 4,0$ мм, $R_{in} = 2,0$ мм, $\delta_{out} = 2,0$ мм. Необработанное колесо имело $\delta_{in} = 4,1$ мм, $\delta_{out} = 3,0$ мм. Закругление кромки на входе отсутствовало.

Как показали испытания, установка турбинного колеса с необработанными кромками лопастей несколько изменяет нагружающие свойства гидротрансформатора в диапазоне передаточных отношений $0,6 < i < 0,9$. В этом диапазоне коэффициент момента входного звена с необработанными кромками лопастей турбины ниже, чем для гидротрансформатора со всеми обработанными колесами: при $i = 0,8$ он ниже на 4 %. При других передаточных отношениях кривые коэффициента момента входного звена для обоих вариантов гидротрансформатора практически совпадают.

В пределах передаточных отношений $0,59 < i < 0,85$ КПД гидротрансформатора с необработанными лопастями турбины оказывается даже выше, чем для гидротрансформатора со всеми обработанными колесами. Максимальный КПД при передаточном отношении $i = 0,69$ равен 0,913 против 0,908, т.е. выше на 0,5 %. Максимальное приращение КПД наблюдается при $i = 0,8$: 0,888 вместо 0,875, т.е. выше на 1,3 %. В зоне низких передаточных отношений: $0 < i < 0,14$, КПД гидротрансформатора с необработанной турбиной несколько ниже.

Протекание кривых коэффициента трансформации соответствует протеканию кривых КПД. При передаточных отношениях $i < 0,2$ кривая значения K для гидротрансформатора с необработанной турбиной ниже, чем для гидротрансформатора со всеми обработанными колесами. Однако зависимость $K = f(i)$ носит нормальный характер, что свидетельствует об отсутствии стеснения потока рабочей жидкости необработанными лопатками турбинного колеса. Коэффициент трансформации на стоповом режиме для гидротрансформатора с необработанными кромками составляет $K = 3,429$ против $K = 3,53$ для гидротрансформатора со всеми обработанными колесами (ниже на 3 %).

Таким образом, слесарная обработка кромок лопастей турбинного колеса не только не улучшает, но и даже несколько ухудшает КПД гидротрансформатора ЛГ-420-35 в основном рабочем диапазоне передаточных отношений. Коэффициент трансформации на стоповом режиме снижается. Коэффициент момента входного звена меняется вследствие слесарной обработки кромок лопаток турбинного колеса незначительно.

На втором этапе исследований была выполнена оценка совместного влияния обработки кромок лопастей трех колес – первого реактора, насосного колеса и турбинного колеса одновременно. Для получения такой оценки было проведено сравнение показателей гидротрансформатора, у которого кромки всех рабочих колес были обработаны, и гидротрансформатора, у которого колеса первого реактора, насосного колеса и турбинного колеса имели необработанные кромки. Для эксперимента были использованы рабочие колеса, ранее испытанные в сочетании с обработанными колесами.

Установка в гидротрансформатор трех необработанных колес снижает энергоемкость гидротрансформатора в пределах передаточных отношений $0,45 < i < 0,95$. Наибольшее снижение коэффициента момента входного звена наблюдается в районе $i = 0,89$ (на 6 %). Наблюдается также общее снижение КПД, особенно в зоне передаточных отношений $0,45 < i < 0,85$. Величина максимального КПД для гидротрансформатора с необработанными лопастями составляет 0,902 против 0,908, или ниже на 0,6 %.

Наибольшее понижение КПД, достигающее до 0,8–1 %, наблюдается в зоне передаточных отношений $0,5 < i < 0,6$ – в месте, где располага-

ется первый максимум КПД на режиме трансформации момента (при обоих остановленных реакторах). Несколько ниже КПД также и в зоне передаточных отношений $i < 0,35$. Анализируя характер протекания кривой КПД для гидротрансформатора с тремя необработанными колесами, можно отметить, что снижение коэффициента полезного действия происходит в тех же зонах передаточных чисел, где КПД снижается при установке какого-либо одного необработанного колеса. Однако это снижение более ярко выражено и сопровождается одновременным снижением также и максимального КПД.

Кривая КПД для гидротрансформатора с тремя необработанными колесами, в основном, располагается несколько ниже, чем для гидротрансформатора со всеми обработанными колесами, кроме зоны передаточных отношений $0,3 < i < 0,45$, где эти кривые совпадают. Коэффициент трансформации на стоповом режиме составляет для гидротрансформатора с необработанными колесами $K = 3,333$, против $K = 3,53$, или ниже на 6,2 %.

Заключение

Таким образом, проведенные исследования позволяют заключить, что установка в гидротрансформатор ЛГ-420-35 трех рабочих колес (первого реактора, насоса и турбины) с лопастями, кромки которых не подвергнуты слесарной обработке, позволяет, тем не менее, получить достаточно высокие значения максимальных коэффициента трансформации и КПД. Можно рекомендовать в условиях массового производства не производить обработки кромок лопастей указанных колес при одновременном некотором утонении выходных кромок в литье. В случае, если обработка кромок лопастей все же будет признана необходимой, следует ее проводить для рабочих колес первого реактора и насосного колеса. Необходимость в слесарной обработке кромок лопаток турбины отсутствует. Степень влияния на параметры гидротрансформатора слесарной обработки второго реактора требует дополнительных исследований.

Литература

1. Розноер М.Г., Джафаров Н.М. Новые гидротрансформаторы для промышленных тракторов различного назначения и современные технологии изготовления рабочих колес // Приводная техника. 2006. № 1. С. 35–39.

2. Лаптев Ю.И. Автотракторные гидротрансформаторы. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.
3. Дьячков Е.А. Теория и практика определения параметров гидродинамической силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора высокой удельной мощности: дис. ... докт. техн. наук. Волгоград, 2002. 340 с.
4. Дьячков Е.А., Дейниченко Е.М., Федянов Е.А. Повышения эффективности применения гидродинамических передач на тягово-транспортных машинах. Волгоград, 2012. 70 с.
5. Дьячков Е.А., Федянов Е.А. Влияние вязкости рабочей жидкости на КПД гидродинамической передачи // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 8. С. 36–37.
2. Laptev Yu.I. Avtotraktornye gidrotransformatory [Automotive and Tractor Torque Converters]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 280 p.
3. D'yachkov E.A. Teoriya i praktika opredeleniya parametrov gidrodinamicheskoy silovoy peredachi gusenichnogo sel'skokhozyaystvennogo traktora vysokoy udel'noy moshchnosti: dis. ... dokt. tekhn. nauk [Theory and practice of determining of hydrodynamic power transmission parameters for tracked agricultural tractor of high specific power: thesis ... Dr.Eng.]. Volgograd, 2002. 340 p.
4. D'yachkov E.A., Deynichenko E.M., Fedyanov E.A. Povysheniya effektivnosti primeneniya gidrodinamicheskikh peredach na tyagovotransportnykh mashinakh [Increasing of efficiency of application of hydrodynamic gears on traction vehicles]. Volgograd, 2012. 70 p.
5. D'yachkov E.A., Fedyanov E.A. Effect of working fluid viscosity on efficiency of hydrodynamic transmission. Traktory i sel'khoz mashiny. 2014. No 8, pp. 36–37 (in Russ.).

References

1. Rozenoer M.G., Dzhafarov N.M. The new torque converters for industrial tractors of different purposes and modern techniques for impellers' manufacturing. Privodnaya tekhnika. 2006. No 1, pp. 35–39 (in Russ.).

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЕЛАКСАЦИОННОЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ

MATHEMATICAL MODEL OF A PNEUMATIC RELAXATION OF SEAT SUSPENSION WITH ENERGY RECUPERATION

М.В. ЛЯШЕНКО, д.т.н.
В.В. ШЕХОВЦОВ, д.т.н.
А.И. ИСКАЛИЕВ

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия, tslmv@vstu.ru

M.V. LYASHENKO, DSc in Engineering
V.V. SHEKHOVTSOV, DSc in Engineering
A.I. ISKALIEV

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia, tslmv@vstu.ru

В работе предложен механизм и алгоритм управления одноопорной пневматической релаксационной системой поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний применительно к штатному сиденью оператора тягово-транспортного средства фирмы Sibeko. Выполнены экспериментальные исследования статической характеристики пневматической подвески штатного сиденья с нелинейной упругодемпфирующей характеристикой. Создана математическая модель пневматической релаксационной подвески сиденья с двумя дополнительными объемами воздуха, между которыми установлен пневмодвигатель – рекуператор, приводящийся в действие за счет перетекания воздуха из одного дополнительного объема в другой. В результате расчетных исследований с помощью блока-инструмента XY Graph Simulink MatLAB получена рабочая упругодемпфирующая характеристика моделируемой системы поддрессоривания. Математическая модель, созданная с учетом основных положений теоретической механики и газовой динамики, реализует концепцию управления одноопорной системой поддрессоривания с нелинейной упругодемпфирующей характеристикой и поглощением энергии колебаний в конце ходов сжатия и отбоя при изменении направления движения поддрессоренной массы. Подтверждена работоспособность механизма и способа управления одноопорной системой поддрессоривания, реализующей необходимую характеристику. Расчетные исследования проведены в программном комплексе Simulink MatLAB. Для предварительной оценки виброзащитных свойств сиденья были построены амплитудно-частотные характеристики коэффициентов передачи штатной и предложенной подвесок. Выполненный сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик выявил заметное улучшение виброзащиты пневматической релаксационной системы поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний по сравнению со штатной как в области резонансных возмущений, так и в зарезонансной области. По результатам анализа выделены основные направления дальнейшего совершенствования виброзащитных свойств предложенной системы поддрессоривания.

Ключевые слова: подвеска сиденья, упругодемпфирующая характеристика, математическая модель, пневматический упругий элемент, рабочая камера, дополнительный объем, давление воздуха, пневмодвигатель,

Simulink MatLAB, амплитудно-частотная характеристика.

The paper proposes a mechanism and an algorithm for controlling a single-bearing pneumatic relaxation suspension system with energy recovery of oscillations applied to the standard seat of operator of Sibeko traction vehicle. Experimental studies of the static characteristic of a pneumatic suspension of a standard seat with a nonlinear elastic-damping characteristic have been performed. A mathematical model of a pneumatic relaxation seat suspension with two additional volumes of air is created, between which is installed an air motor – recuperator, which is activated by the flow of air from one additional volume to another. As a result of computational studies using the XY Graph Simulink MatLAB block-tool, the working elastic-damping characteristic of the simulated suspension system was obtained. The mathematical model, created taking into account the main provisions of theoretical mechanics and gas dynamics, realizes the concept of control of a single-bearing suspension system with a non-linear elastic-damping characteristic and absorption of vibrational energy at the end of compression and rebound strokes with a change in the direction of movement of the sprung mass. Calculation studies were carried out in the Simulink MatLAB software package. The working capacity of the mechanism and method of control of a single-bearing suspension system, realizing the necessary characteristic, has been confirmed. For the preliminary evaluation of the vibration-protective properties of the seat, amplitude-frequency characteristics of the transmission coefficients of the nominal and proposed suspensions were constructed. The performed comparative analysis of the amplitude-frequency characteristics revealed a noticeable improvement in the vibration protection of the pneumatic relaxation system of suspension with energy recovery of oscillations in comparison with the nominal one both in the region of resonant disturbances and in the resonant region. Based on the results of the analysis, the main directions for further improving the vibroprotective properties of the proposed suspension system are outlined.

Keywords: seat suspension, elastic-damping characteristic, mathematical model, pneumatic elastic element, working chamber, additional volume, air pressure, pneumatic engine, Simulink MatLAB, amplitude-frequency characteristic.

Введение

Современные тенденции развития наземных транспортных средств, такие как повышение удельной мощности и рабочих скоростей, требуют соответствующего повышения функциональных качеств их систем поддрессоривания для обеспечения необходимой плавности хода при выполнении технологических операций и эффективной защиты оператора от вредного влияния низкочастотных колебаний, вибраций и шума.

В настоящее время наиболее эффективными считаются подвески сиденья оператора с нелинейными характеристиками. Например, подвески с пневматическим упругим элементом, широко применяемые на современных тракторах [7, 8]. Наличие в них штатного нерегулируемого амортизатора позволяет обеспечить необходимое гашение колебаний в резонансной зоне, однако ухудшает виброзащищенность в зарезонансной области [2, 3]. Существуют различные по эффективности варианты решения данной проблемы, включая использование активных подвесок [5, 9], систем «перескока» [4] и т.д. Но наиболее предпочтительной, по результатам проведенного анализа [2], является саморегулируемая система поддрессоривания с полуактивным управлением, не требующая внешних источников энергии и эффективно работающая во всем частотном диапазоне воздействий. В работе рассмотрена предложенная управляемая пневматическая релаксационная система поддрессоривания с рекуперацией энергии колебаний применительно к подвеске сиденья водителя-оператора, выпускаемой фирмой Sibeko [6].

Цель исследования

Целью исследований было определение возможностей улучшения виброзащитных свойств одноопорной системы поддрессоривания за счет применения пневматической релаксационной подвески с рекуперацией энергии колебаний.

Объект исследования

Широко применяемое в автомобиле- и тракторостроении сиденье фирмы Sibeko [6], имеющее пневматическую подвеску (рис. 1) с автоматической регулировкой статического положения.

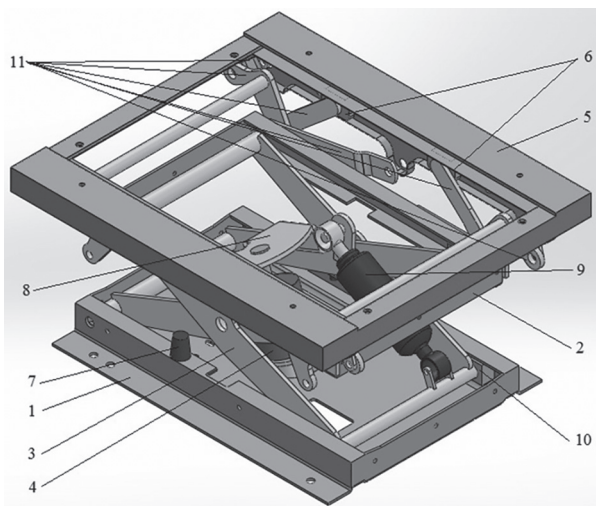


Рис. 1. Система поддрессоривания сиденья Sibeko:

1 – основание; 2 – средняя рама; 3 – система рычагов по типу «ножницы»; 4 – пневматический упругий элемент; 5 – верхняя рама; 6 – ползуны механизма регулировки положения подушки сиденья; 7 – ограничитель хода; 8 – кронштейн; 9 – амортизатор; 10 – ползун направляющего механизма; 11 – система рычагов механизма регулировки положения подушки сиденья

В результате проведения натурных экспериментов получена упругодемпфирующая характеристика штатной подвески сиденья Sibeko [1] (рис. 2).

Анализ характеристики показал, что значительная площадь петли гистерезиса свидетельствует о наличии в механизме подвески и, главным образом, в гидравлическом амортизаторе существенных по величине сил сухого трения, что негативно сказывается на виброзащищенности сиденья при воздействии возбуждениями высокой частоты [3].

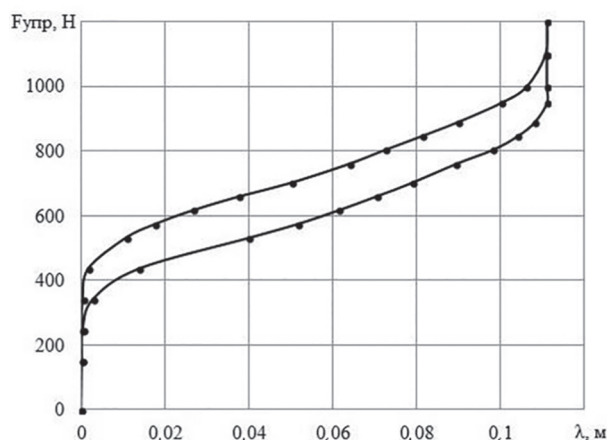


Рис. 2. Упругодемпфирующая статическая характеристика штатной подвески сиденья Sibeko

Материалы и методы

Согласно предложенной концепции, поглощение энергии должно происходить преимущественно на участках в конце ходов сжатия и отбоя при изменении знака скорости деформации подвески. Авторами были предложены схема и способ управления механизмом одноопорной подвески, которые позволяют реализовать релаксационную характеристику, удовлетворяющую требованиям предложенной концепции (рис. 3).

Демпфирование колебаний осуществляется за счет работы клапанов 3, управляемых по следующему алгоритму: открытие клапанов 3 выполняется так, чтобы один клапан пропускал массу газа на ходе сжатия из рабочего объема 2 в первый объем 4, а другой клапан – на ходе отбоя из второго объема 5 в рабочий объем 2. Между дополнительными объемами установлен пневмодвигатель – рекуператор энергии.

Математическая модель составлялась с учетом основных положений теоретической механики и газовой динамики.

Уравнение динамики поддрессоренного тела массой m :

$$m\ddot{z} = F_{\text{упр}} \cdot \cos \varphi - F_{\text{тяж}} - F_{\text{тр}},$$

где \ddot{z} – текущее значение ускорения поддрессоренного тела, м/с^2 ; $F_{\text{упр}}$ – сила упругости, Н; φ – текущее значение угла наклона рычага направляющего механизма к основанию, рад; $F_{\text{тяж}} = mg$ ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$) – сила тяжести, Н; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, Н.

Сила упругости:

$$F_{\text{упр}} = (p_p - p_a) \cdot S_p,$$

где P_p – текущее давление воздуха в рабочей камере, Па; P_a – атмосферное давление, Па; S_p – площадь поршня в упругом элементе, м^2 . Текущее значение угла наклона рычага направляющего механизма к основанию:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{z}{a+b+c} + \sin \varphi_0\right),$$

где z – текущее значение перемещения поддрессоренного тела, м; a, b, c – составляющие длины рычага направляющего механизма, м; φ_0 – начальное значение угла наклона рычага направляющего механизма к основанию, рад.

Сила трения:

$$F_{\text{тр}} = T_0 \cdot \text{sign}(\dot{z} - \dot{q}),$$

где T_0, H (значение определялось в результате эксперимента [1]); \dot{z}, \dot{q} – текущие значения скоростей перемещения поддрессоренного тела и основания, м/с .

Кинематическое гармоническое воздействие основания:

$$q = A_0 \cdot \sin(\omega t),$$

где $A_0 = 0,03 \text{ м}$ – амплитуда возбуждения; ω – частота возбуждения, с^{-1} ; t – время, с.

Скорость изменения давления воздуха в рабочей камере:

$$\dot{p}_p = \frac{\chi P_p \dot{m}_{2p}}{m_p} - \frac{\chi P_p \dot{m}_{p1}}{m_p} - \frac{\chi P_p S_p \dot{n}}{V_p}, \quad (1)$$

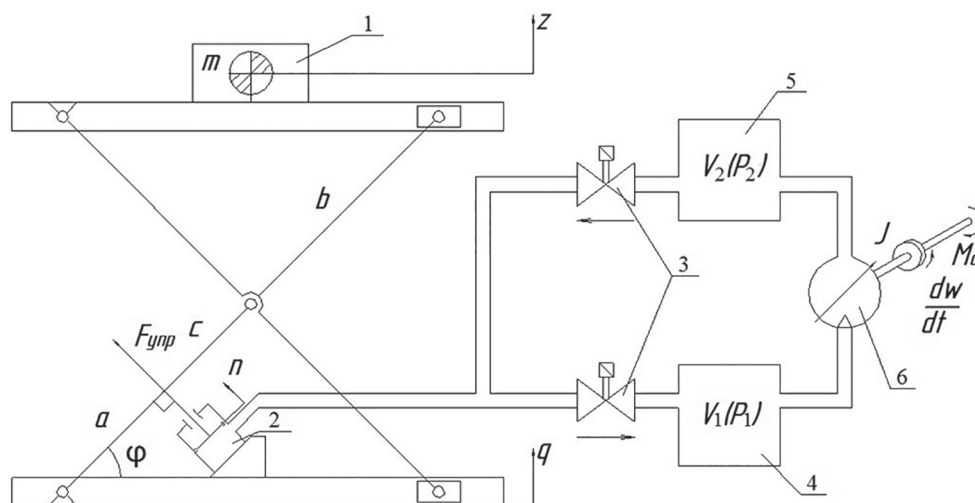


Рис. 3. Расчетная схема пневматической подвески с двумя дополнительными объемами:
 1 – поддрессоренное тело массой m ; 2 – рабочий объем упругого элемента; 3 – управляемые электроклапаны; 4, 5 – дополнительные объемы; 6 – пневмодвигатель

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

где χ – показатель политропы; m_p – текущая масса воздуха в рабочей камере, кг; \dot{m}_{2p} , \dot{m}_{p1} – текущие значения расхода воздуха, соответственно, из второго дополнительного объема в рабочую камеру и из рабочей камеры в первый дополнительный объем, кг/с; \dot{n} – текущее значение скорости движения штока поршня в рабочей камере упругого элемента, м/с; V_p – текущий объем воздуха в рабочей камере, м³.

Текущий объем воздуха в рабочей камере:

$$V_p = V_{p0} + S_p \cdot n,$$

где V_{p0} – начальный статический объем воздуха в рабочей камере, м³; n – текущее значение координаты положения штока поршня в рабочей камере упругого элемента, м.

Текущее значение координаты положения штока поршня в рабочей камере упругого элемента:

$$n = a \cdot (\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \varphi_0).$$

Скорость изменения давления воздуха в первом дополнительном объеме:

$$\dot{p}_1 = \frac{\chi p_1 \dot{m}_{p1}}{m_1} - \frac{\chi p_1 \dot{m}_{12}}{m_1},$$

где p_1 – текущее давление воздуха в первом дополнительном объеме, Па; m_1 – текущая масса воздуха в первом дополнительном объеме, кг; \dot{m}_{12} – текущее значение расхода воздуха из первого дополнительного объема во второй, кг/с.

Скорость изменения давления воздуха во втором дополнительном объеме:

$$\dot{p}_2 = \frac{\chi p_2 \dot{m}_{12}}{m_2} - \frac{\chi p_2 \dot{m}_{2p}}{m_2},$$

где p_2 – текущее давление воздуха во втором дополнительном объеме, Па; m_2 – текущая масса воздуха во втором дополнительном объеме, кг.

Давление воздуха в системе при статическом положении подрессоренного тела:

$$p_{p0} = p_{10} = p_{20} = \frac{F_{\text{тяж}} \cdot \cos \varphi_0}{S_p} + p_a,$$

где p_{p0} , p_{10} , p_{20} – давление воздуха в рабочей камере и дополнительных объемах при статическом положении подрессоренного тела, Па.

Плотность воздуха в системе при статическом положении подрессоренного тела:

$$\rho_{p0} = \rho_{10} = \rho_{20} = \rho_a \cdot \left(\frac{p_{p0}}{p_a} \right),$$

где ρ_{p0} , ρ_{10} , ρ_{20} – плотность воздуха в рабочей камере и дополнительных объемах при статическом положении подрессоренного тела, кг/м³; ρ_a – плотность воздуха при атмосферном давлении, кг/м³.

Текущая масса воздуха в рабочей камере:

$$m_p = \rho_{p0} \cdot V_p \cdot \left(\frac{p_p}{p_{p0}} \right)^{\frac{1}{\chi}}.$$

Текущая масса воздуха в первом дополнительном объеме:

$$m_1 = \rho_{10} \cdot V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{10}} \right)^{\frac{1}{\chi}},$$

где V_1 – значение первого дополнительного объема, м³.

Текущая масса воздуха во втором дополнительном объеме:

$$m_2 = \rho_{20} \cdot V_2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_{20}} \right)^{\frac{1}{\chi}},$$

где V_2 – значение второго дополнительного объема, м³.

Уравнение динамики вращения вала пневмодвигателя:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{(p_1 - p_2) \cdot F_{\psi} \cdot r - M_c}{J},$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ – текущее угловое ускорение вала пневмодвигателя, с⁻²; F_{ψ} – площадь воздействия избыточного давления воздуха, м²; r – длина плеча воздействия, м; M_c – момент сопротивления привода пневмодвигателя, Н·м; J – момент инерции привода пневмодвигателя, кг·м².

Момент сопротивления привода пневмодвигателя:

$$M_c = M_{c0} + \sigma_0 \cdot \omega^2,$$

где M_{c0} – начальный момент сопротивления («покоя»), Н·м; σ_0 – поправочный коэффициент; ω – скорость вращения вала пневмодвигателя, с⁻¹.

Площадь сечения воздухопровода:

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

где d – диаметр сечения воздухопровода, м.

Течение рабочего тела из одного объема в другой при условии, что пропускные сечения достаточно малы, можно принять адиабатическим.

Текущий расход воздуха из рабочей камеры в первый дополнительный объем:

– при $\frac{p_1}{p_p} > 0,528$:

$$\dot{m}_{p1} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_p \cdot m_p}{V_p} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

– при $\frac{p_1}{p_p} \leq 0,528$:

$$\dot{m}_{p1} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_p \cdot m_p}{V_p} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}$$

где μ – коэффициент расхода воздуха управляемого клапана; k – показатель адиабаты.

Текущий расход воздуха из первого дополнительного объема во второй дополнительный объем:

– при $(p_1 - p_2) \cdot F_\psi \cdot r - M_c > 0$, $\frac{p_2}{p_1} > 0,528$:

$$\dot{m}_{12} = \mu^* \cdot F_\psi \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1 \cdot m_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

– при $(p_1 - p_2) \cdot F_\psi \cdot r - M_c > 0$, $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,528$:

$$\dot{m}_{12} = \mu^* \cdot F_\psi \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1 \cdot m_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}$$

где μ^* – коэффициент расхода воздуха в полости привода пневмодвигателя.

Текущий расход воздуха из второго дополнительного объема в рабочую камеру:

– при $\frac{p_p}{p_2} > 0,528$:

$$\dot{m}_{2p} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_2 \cdot m_2}{V_2} \cdot \left[\left(\frac{p_p}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_p}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

– при $\frac{p_p}{p_2} \leq 0,528$:

$$\dot{m}_{2p} = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_2 \cdot m_2}{V_2} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]}$$

Предложенный алгоритм работы клапанов представлен в табл. 1.

Результаты и их обсуждение

Представленная математическая модель была реализована в программном комплексе Simulink MatLAB. Уравнения решались методом Дорманда-Принса с переменным шагом интегрирования. Пример графического отображения дифференциального уравнения (1) в Simulink показан на рис. 4.

В результате расчетных исследований получена рабочая характеристика модели подвески (рис. 5) с помощью блока-инструмента XY Graph.

При отсутствии коммутации рабочей камеры с дополнительными объемами харак-

Таблица 1

Алгоритм управления работой клапанов

Ход сжатия		
$\dot{m}_{p1} > 0; \dot{m}_{2p} = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$0 > z > -A_0$
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} = 0$		$z \leq -A_0$
$\dot{m}_{p1} > 0; \dot{m}_{2p} = 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$z < 0$
Ход отбоя		
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} > 0$	$\dot{z} - \dot{q} > 0$	$0 < z < A_0$
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} = 0$		$z \geq A_0$
$\dot{m}_{p1} = 0; \dot{m}_{2p} > 0$	$\dot{z} - \dot{q} = 0$	$z > 0$
$\dot{m}_{p1} > 0; \dot{m}_{2p} = 0$	$\dot{z} - \dot{q} < 0$	$z > 0$

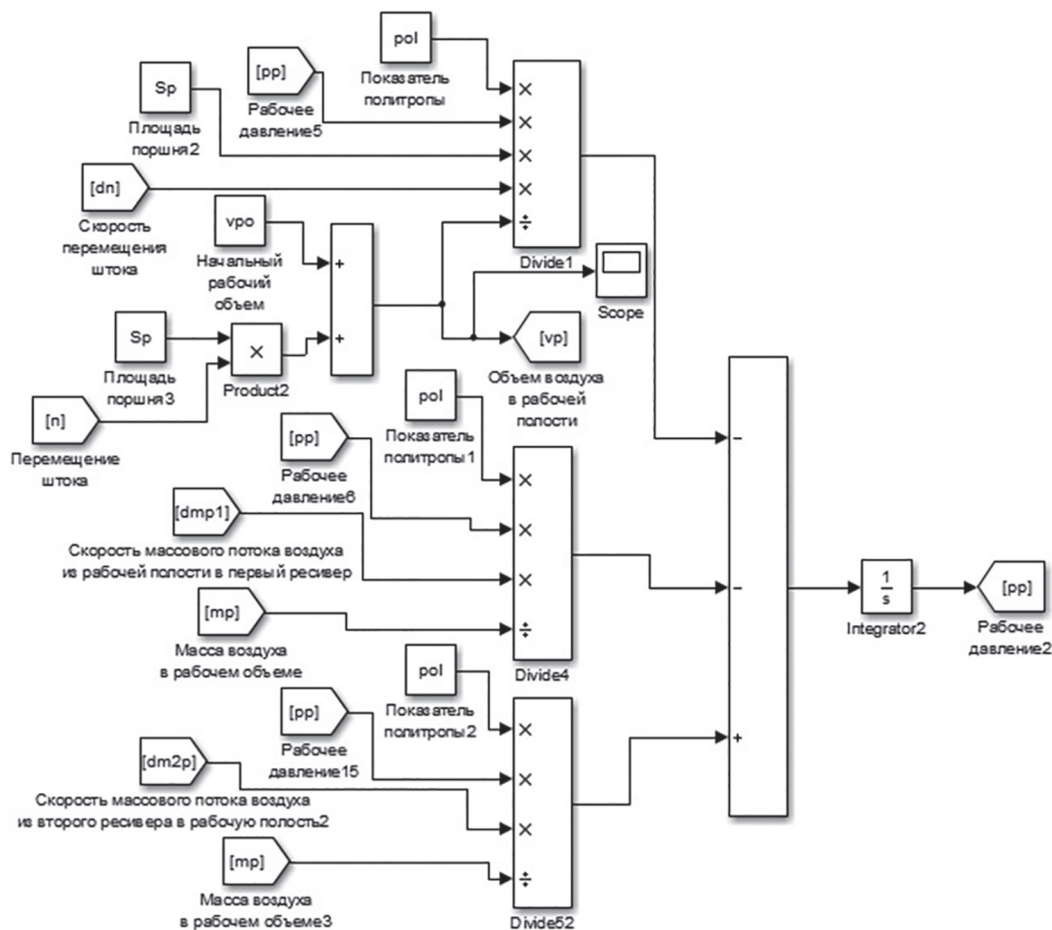


Рис. 4. Пример графического отображения уравнения (1) модели в Simulink

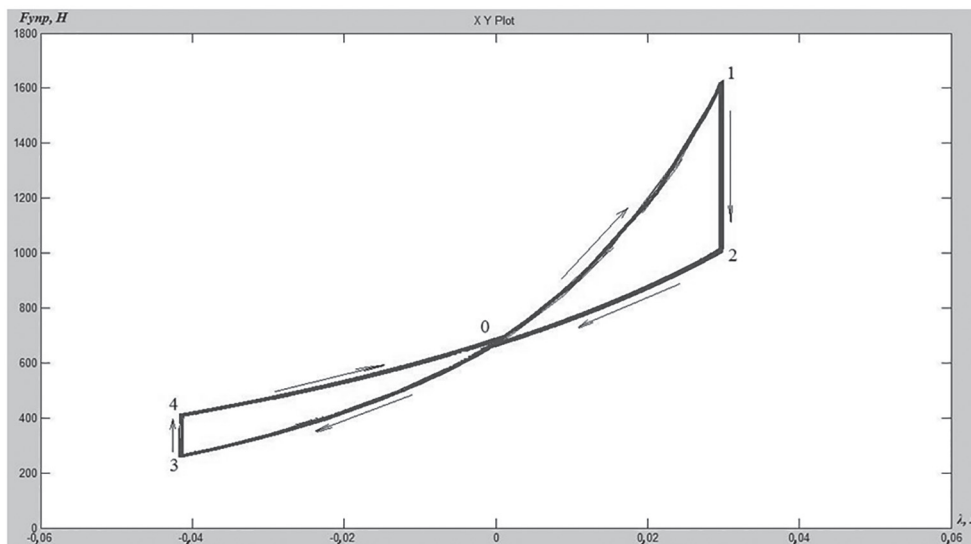


Рис. 5. Рабочая характеристика модели, полученная XY Graph Simulink MatLAB

теристика более жесткая, чем в моменты связи рабочей камеры с дополнительными объемами. Виден явный переход с одной ветви характеристики на другую на концах хода сжатия (участок 1–2) и отбоя (участок 3–4) при изменении знака скорости деформации.

Для первоначальной оценки виброзащитных свойств сиденья были построены амплитудно-частотные характеристики коэффициентов передачи (рис. 6) штатной (рис. 2) и предложенной подвески (рис. 5).

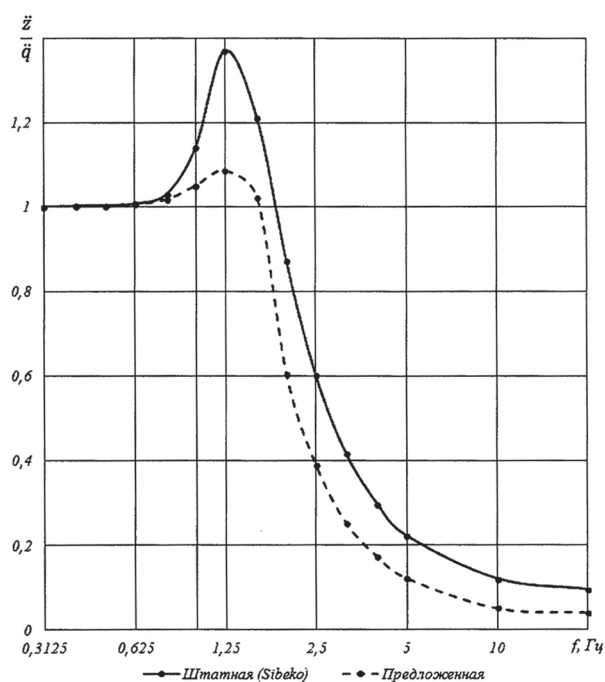


Рис. 6. АЧХ коэффициентов передачи

Анализ результатов показал, что предложенная система поддресоривания с упруго-демпфирующей характеристикой (рис. 6) по сравнению со штатной подвеской Sibeko обладает существенно лучшей виброзащитой как в резонансной зоне, так и в высокочастотной зоне. Значения коэффициента передачи у предложенной системы поддресоривания в резонансной области возмущений ниже примерно в 1,19 раза, а в зарезонансной области – примерно в 2 раза по сравнению с коэффициентом передачи штатной подвески.

Заключение

Результаты проведенного исследования свидетельствуют о том, что предложенный механизм и алгоритм управления пневматической релаксационной системой поддресоривания с рекуперацией энергии колебаний можно эффективно применять как для одноопорных, так и для многоопорных систем поддресоривания наземных транспортных и тяговых средств. Дальнейшее совершенствование предложенных систем поддресоривания может осуществляться путем конструктивного изыскания возможностей увеличения величины отбираемой энергии колебаний. Это позволит в перспективе существенно снизить гидравлическое демпфирование или даже полностью отказаться от штатного гидравлического амортизатора.

Литература

- Искалиев А.И., Ляшенко М.В. Экспериментальная оценка сил сопротивления в статической упругой характеристике подвески автотракторного сиденья // Научно-технический прогресс: актуальные и перспективные направления будущего : сб. матер. IV междунар. науч.-практ. конф. (30 ноября 2016 г.). В 2 т. / ООО «Западно-Сибирский научный центр». Кемерово, 2016. Т. II. С. 181–183.
- Ляшенко М.В. Синтез систем поддресоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: монография. Волгоград: РПК «Политехник», 2004. 254 с.
- Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография. Волгоград: РПК «Политехник», 2009. 339 с.
- Осиновский А.Л. Теоретическое обоснование и внедрение виброзащиты операторов мобильных машин системами перескока: автореф. дис. ... докт. техн. наук. СПб. (Л.), 1992. 41 с.
- Поливаев О.И., Юшин А.Ю., Костиков О.М. Параметры подвески сиденья с управляемым пневмопоршневым упругим элементом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 9. С. 47–49.
- Sibeko. Системы безопасности, комфорта и обзора. Сиденья для сельхозтехники [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://sibeko-russia.ru/catalog/8/27/1253.html>.
- Тракторы CLAAS [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://www.claas.ru/produkte/traktoren>.
- Tractors – DEUTZ-FAHR [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://www.deutz-fahr.com/ru-RU/products/tractors>.
- Юшин А.Ю. Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата за счет модернизации подвески сиденья трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Воронеж, 2007. 21 с.

References

- Iskaliev A.I., Lyashenko M.V. Experimental evaluation of the resistance forces in the static elastic characteristic of the suspension of an automotive tractor seat. Nauchno-tekhnicheskii progress: aktual'nye i perspektivnye napravleniya budushchego : sb. mater. IV mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (30 noyabrya 2016 g.). V 2 vol. Vol. II / ООО «За-

- padno-Sibirskiy nauchnyy tsentr» [Scientific and technical progress: current and future directions of the future: materials collection of IV international scientific-practical conference (November 30, 2016) in 3 volumes, volume II, LLC “West-Siberian Scientific Center”]. Kemerovo, 2016, pp. 181–183 (in Russ.).
2. Lyashenko M.V. Sintez sistem podressorivaniya gusenichnykh sel'skokhozyaystvennykh traktorov, adaptirovannykh k usloviyam ekspluatatsii [Synthesis of systems of suspension of caterpillar agricultural tractors, adapted to operating conditions: monograph]. Volgograd: RPK «Poli-tekhnik» Publ., 2004. 254 p.
 3. Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. Vibrozashchitnye svoystva podvesok avtotransportnykh sredstv [Vibroprotective properties of vehicle suspensions: monograph]. Volgograd: RPK «Politekhnik» Publ., 2009. 339 p.
 4. Osinovskiy A.L. Teoreticheskoe obosnovanie i vnedrenie vibrozashchity operatorov mobil'nykh mashin sistemami pereskoka: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Theoretical justification and introduction of vibration protection of operators of mobile machines by transition systems: abstract for dissertation on scientific degree of Doctor for Technical Sciences]. SPb. (L.), 1992. 41 p.
 5. Polivaev O.I., Yushin A.Yu., Kostikov O.M. Seat suspension parameters with controlled pneumatic piston spring. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2008. No 9, pp. 47–49 (in Russ.).
 6. Sibeko. Sistemy bezopasnosti, komforta i obzora. Siden'ya dlya sel'khoztekhniki [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://sibeko-russia.ru/catalog/8/27/1253.html>.
 7. Traktory CLAAS [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://www.claas.ru/produkte/traktoren>.
 8. Tractors – DEUTZ-FAHR [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://www.deutz-fahr.com/ru-RU/products/tractors>.
 9. Yushin A.Yu. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya traktornotransportnogo agregata za schet modernizatsii podveski siden'ya traktora: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Increasing the efficiency of using tractor-transport unit due to modernization of suspension of the tractor seat: abstract for dissertation on scientific degree of Candidate for Technical Sciences]. Voronezh, 2007. 21 p.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ВЫСЕВАЮЩИХ АППАРАТОВ К СЕЯЛКАМ ТОЧНОГО ВЫСЕВА СЕМЯН

AUTOMATED PNEUMATIC SYSTEMS OF SOWING MACHINES TO SEEDERS OF PRECISE SEED SOWING

А.Ю. ИЗМАЙЛОВ¹, академик РАН

Б.Х. АХАЛАЯ¹, к.т.н.

Ю.Х. ШОГЕНОВ², д.т.н.

¹ ФГБНУ «ФНАЦ ВИМ», Москва, Россия

² РАН, Москва, Россия, boris.novikov2012@yandex.ru,
yh1961s@yandex.ru

A.YU. IZMAYLOV¹, Academician of the Russian Academy
of Sciences

B.KH. AKHALAYA¹, PhD in Engineering

YU.KH. SHOGENOV², DSc in Engineering

¹ All-Russian Research Institute of Agricultural Mechanization,
Moscow, Russia

² Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia,
boris.novikov2012@yandex.ru, yh1961s@yandex.ru

Современное интенсивное земледелие привело к значительному росту производства сельскохозяйственной продукции. Во всех странах господствуют чистые (одновидовые) посевы, вызвавшие немало проблем в земледелии. Одновидовые агросистемы высокопродуктивны, но потенциально нестабильны, поскольку полностью зависят от значительных ресурсов извне. Существует несколько путей диверсификации агроэкосистем. Одним из весьма перспективных направлений считается введение в практику совмещенных посевов. В работе изучены и проанализированы различные технологии посева семян нескольких культур одновременно на одной площади в один рядок. Приводятся характеристика пневматических сеялок пунктирного посева работающих как на вакууме, так и на избыточном давлении воздушного потока. К первым относятся конструкции сеялок отечественного производства по типу СУПН-8, в которых внесены существенные изменения, ко вторым – сеялки немецкой фирмы «Беккер», в которых приведенные изменения полностью исключают возможность повреждения семян. Представлен пневматический высевающий аппарат, позволяющий высевать три культуры одновременно с размещением их на разные глубины посева, а также аппарат способный высевать тремя способами: пунктирным, гнездовым и совмещенным. Разрабатываемые пневматические высевающие аппараты для совмещенного и гнездового посевов позволяют упростить конструкцию и повысить эксплуатационную надежность устройства, улучшить экологию, получить экономию горючего, исключить повреждение семян. Сеялки, оборудованные автоматизированными пневмосистемами способны повысить урожайность силосной массы на 20–30 %, улучшить качество корма для животноводства и получить экономию посевных площадей за счет выращивания нескольких культур на одном поле. Конструкция аппарата позволяет размещать семена разных культур в один рядок и на разную глубину заделки. Новизна в данной работе заключается в проведении совмещенного посева двух культур одновременно в один рядок на разную глубину заделки с различными схемами и шагом посева, что подтверждено патентами на изобретение.

Ключевые слова: аппарат, сеялка, семена, высевающий диск, сошник.

Modern intensive farming led to a significant increase in agricultural production. In all countries, pure (single-species) crops dominate, causing many problems in agriculture. Single-species agro-systems are highly productive, but potentially unstable, since they depend entirely on significant resources from outside. There are several ways of diversifying agroecosystems. One of the most promising areas is the introduction into practice of combined crops. The paper has studied and analyzed various technologies for sowing seeds from several crops simultaneously on the same area in a single row. The paper has studied and analyzed various technologies for sowing seeds from several crops simultaneously on the same area in a single row. The characteristics of pneumatic seed drills of dotted sowing working both on vacuum and overpressure of air flow are given. The first include the designs of seeders of domestic production in the type of SUPN-8, in which significant changes are made, to the second - the seeders of the German company «Becker», in which the above changes completely exclude the possibility of damage to the seeds. A pneumatic sowing device is presented that allows sowing three crops at the same time as placing them at different depths of sowing, as well as a device capable of sowing in three ways: dotted, nested and combined. Developed pneumatic sowing machines for combined and nesting crops allow to simplify the design and increase the operational reliability of the device, improve the ecology, obtain fuel economy, eliminate seed damage. Seeders equipped with automated pneumatic systems are able to increase the yield of silage by 20–30 %, improve the quality of feed for livestock and save crop areas by cultivating several crops on the same field. The design of the device allows you to place seeds of different cultures in one row and at different depths of embedding. The novelty in this work is the simultaneous sowing of two crops simultaneously in one row at different depths of the embankment with different schemes and step-by-sowing, confirmed by patents for the invention.

Keywords: apparatus, seeder, seed, sowing disk, opener.

Введение

Необходимым условием повышения производства конкурентоспособной продукции растениеводства является мобилизация научно-технического потенциала агроинженерной науки для оснащения отечественного агропромышленного комплекса высокоэффективными техническими средствами [1].

Современное интенсивное земледелие привело к значительному росту производства сельскохозяйственной продукции. Во всех странах господствуют чистые (одновидовые) посевы, вызвавшие немало проблем в земледелии. Одновидовые агросистемы высокопродуктивны, но потенциально нестабильны, поскольку полностью зависят от значительных ресурсов извне [2]. В отличие от природных систем они слабо адаптивны, больше подвержены стрессам, вызванным изменениями погодных условий. Кроме того, они более уязвимы к воздействию вредных и болезнетворных организмов, сильнее страдают от эрозии и весьма активно истощают плодородие почвы. Полагают, что биологическое и структурное разнообразие агроэкосистем будет поддерживаться многими циклическими процессами, характерными для природных явлений.

Существует несколько путей диверсификации агроэкосистем. Одним из весьма перспективных направлений считается введение в практику совмещенных посевов [3].

Цель исследования

Целью исследования является совершенствование технологии совмещенного посева, модернизация пневматических пропашных сеялок путем улучшения конструкции высевальных аппаратов с учетом недостатков существующей посевной техники.

Совершенствование технологии совмещенного посева и модернизация конструкции высевальных аппаратов

Совместные посевы характеризуются следующим преимуществом по сравнению с чистыми посевами:

- формируют фотосинтетический аппарат большой площади, в разных ярусах, а с увеличением количества ярусов повышается эффективность перехвата растениями солнечной радиации и участия их в фотосинтезе;
- вследствие размещения корневых систем других видов в разных слоях почвы

полнее используются минеральные вещества и влага;

- в совместных посевах создается более плотный травостой, который позволяет успешно подавлять сорные растения;
- ассоциации растений с разными видами реже страдают от вспышек вредителей и болезней, чем чистые посевы;
- введение в состав бобовых культур улучшает азотное питание посева.

Для ведения различного способа посева, в том числе совмещенного и гнездового, необходимо пневматические сеялки оснащать универсальными высевальными аппаратами.

Известная конструкция пневматической сеялки СУПН-8 широко применяется не один десяток лет, однако для выполнения поставленной цели необходимо ее модернизация, для чего во ФНАЦ ВИМ проводится соответствующая работа.

К недостаткам существующей конструкции можно отнести:

- для удаления «лишних» семян используется механический чистик, что повреждает семена;
- в нижней части высевального диска семена падают лишь под воздействием собственного веса, что отрицательно влияет на поступательную скорость сеялки;
- посев семян разной фракции требует замены высевальных дисков, что вызывает потерю эксплуатационного времени;
- невозможно высевать две разные культуры одновременно в один рядок и размещать их на разную глубину заделки.

Разрабатываемый пневматический высевальный аппарат (рис. 1) состоит из семенного бункера 1, разделенного перегородкой 2 на две части, вентилятора (не показан), воздуховода 3, камеры разрежения 4, сошника 5, высевальных дисков 6 с присасывающими отверстиями 7, установленных на осях 8, соединительной втулки 9, ворошилки 10, звездочек 11. Камера разрежения 4 выполнена со щелями 12 [4].

К воздуховоду 3, присоединенному к внешней стороне дуги камеры разрежения 4, через отверстия 13, встроены два патрубка 14, откуда отведены два рукава 15 и 16.

Высевальный аппарат снабжен двухуровневым полозовидным сошником 5, который крепится на двух осях 17 высевального аппарата.

Во время работы семена из семенного бункера поступают к местам расположения воро-

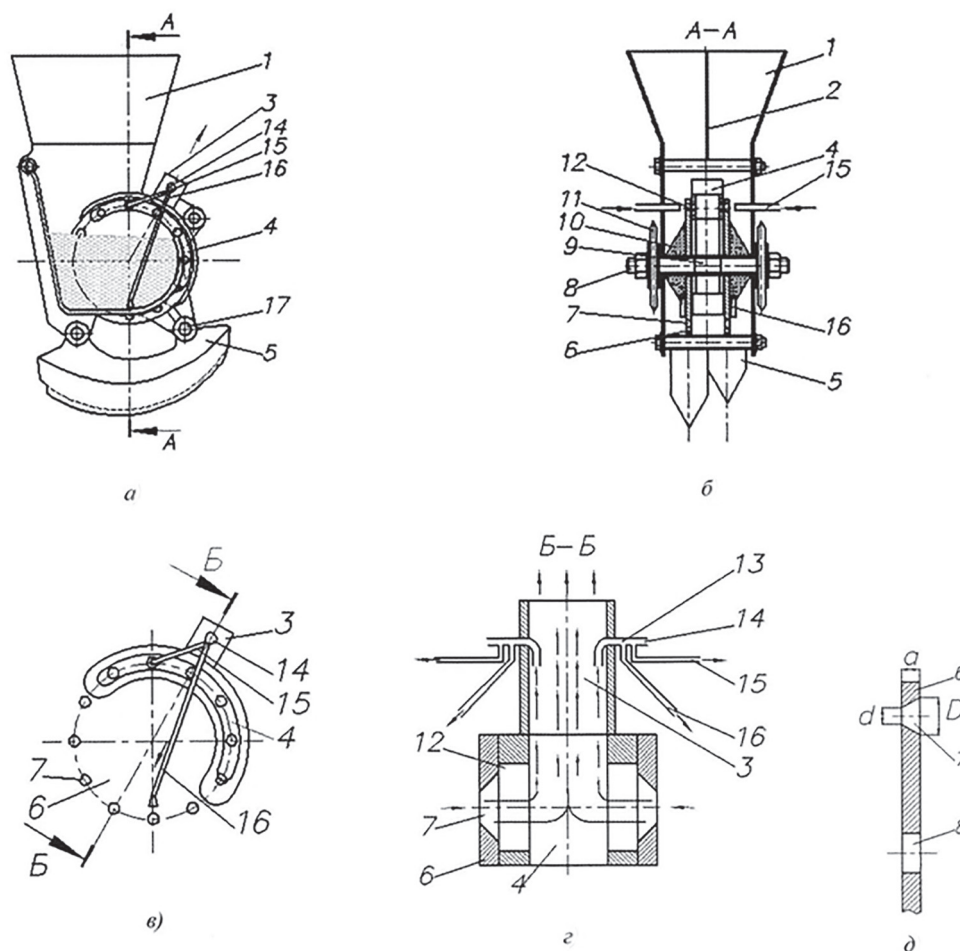


Рис. 1. Схема пневматического высевающего аппарата:

a и *б* – два вида высевающего аппарата; *в* – камера разрежения; *г* – разрез по Б–Б; *д* – высевающий диск

шилок, часть из них на пути присасываются к отверстиям вращающегося диска и транспортируется в зону сброса. С помощью вентилятора через воздуховод камера разрежения по бокам имеющая щели создает разрежение и прижимает семена двух культур к отверстиям высевающих дисков с разной стороны дуги.

Лишние семена, присосавшиеся к отверстиям в верхней половине высевающих дисков, удаляются воздушным потоком посредством рукавов *15*, идущих от воздуховода через патрубков, перпендикулярно к отверстиям, так как при направлении их под углом, вероятность удаления всех семян велика, что недопустимо. Другие рукава *16* – в нижней половине дисков, установлены под углом α , равным $6-8^\circ$ к вертикальной оси высевающего аппарата по направлению движения сеялки, и служат для принудительного удаления семян и придания им ускорения. Такой угол направления воздушного потока необходим для того, чтобы во время движения сеялки семена, сдутые воздушным потоком, падали ближе к вертикальной

оси. Экспериментально установлено, что если $\alpha > 8^\circ$, то семена после падения перекатываются вперед по направлению движения сеялки, если $\alpha < 6^\circ$, то – назад, что нарушает схему посева.

Отверстия высевающих дисков выполнены в виде усеченного конуса. Переворачивая диски на 180° , можно высевать разные фракции посевного материала; при этом экспериментально установлено, что соотношения малого диаметра d_1 конического отверстия высевающего диска к большому диаметру d_2 и к толщине диска a должно быть $d_1 : d_2 : a = 3 : 8 : 2$.

Воздуховод *3* работает одновременно в двух режимах: первый – обеспечивает разрежение воздуха в камере *4*, а другой при помощи встроенного в нем патрубка *14*, нагнетая воздух, обеспечивает тем самым работу рукавов *15* и *16*.

Удаленные семена в нижней части высевающего диска попадают в двухуровневый полозвидный сошник, который размещает семена двух культур в борозду на разную глубину заделки, при этом расстояние между осями L со-

шника определено условием $L = 2a + b$, мм, где a – толщина диска, мм, b – ширина камеры разрежения, мм; сошник крепится на двух осях высевяющего аппарата.

Следующая конструкция пневматического высевяющего аппарата для совмещенного посева отличается от предыдущей тем, что работает на избыточном давлении воздушного потока (рис. 2).

Во время работы пневмовысевяющего аппарата [5] семена двух культур из двух частей семенного бункера 1, разделенного перегородкой 2, самотеком попадают в сквозные конические ячейки 5 частей 3 и 4 сдвоенного высевяющего диска. Вращающийся высевяющий диск подводит конические ячейки 5, заполненные семенами, к воздушному соплу 6, которое на выходе разделено на два патрубка 7 и 8 с разными сечениями, воздушные потоки которых направлены на конические ячейки 5 соответствующих частей 3 и 4 высевяющего диска. Воздушный поток прижимает одно семя ко дну сквозной конической ячейки 5, а остальные выдувает. Наличие отверстий 9 на боковой поверхности ячейки 5 высевяющего диска на $\frac{3}{4}$ ее глубины обеспечивает надежное прижатие одного

семена ко дну ячейки 5 и удержание его в ней. Остальные семена выдуваются.

Высевяющий диск, вращаясь на оси 6, с застрявшим в ячейке 5 семенем, встречается с выталкивателем семян 11, расположенным в пазу 10 на внутренней поверхности каждой части диска под коническими ячейками 5. Выталкивателем семян 11 удаляются застрявшие семена из ячейки 5 и направляются на дно борозды.

Части диска 3 и 4 жестко закреплены между собой болтами с возможностью их смещения и замены диска. Это позволяет изменять схемы посева. Такой высевяющий диск упрощает конструкцию, исключая дополнительную цепную передачу, и удобен в эксплуатации.

Применение эластичного ролика позволяет свести до минимума повреждение семян.

Пневматический высевяющий аппарат, позволяющий высевать три культуры одновременно с размещением их на разные глубины посева, представлен на рис. 3.

Аппарат содержит семенной бункер 1, вертикально установленный на оси 2, составной высевяющий диск 3 с прижимающей втулкой 4 и сквозными коническими ячейками 5, воз-

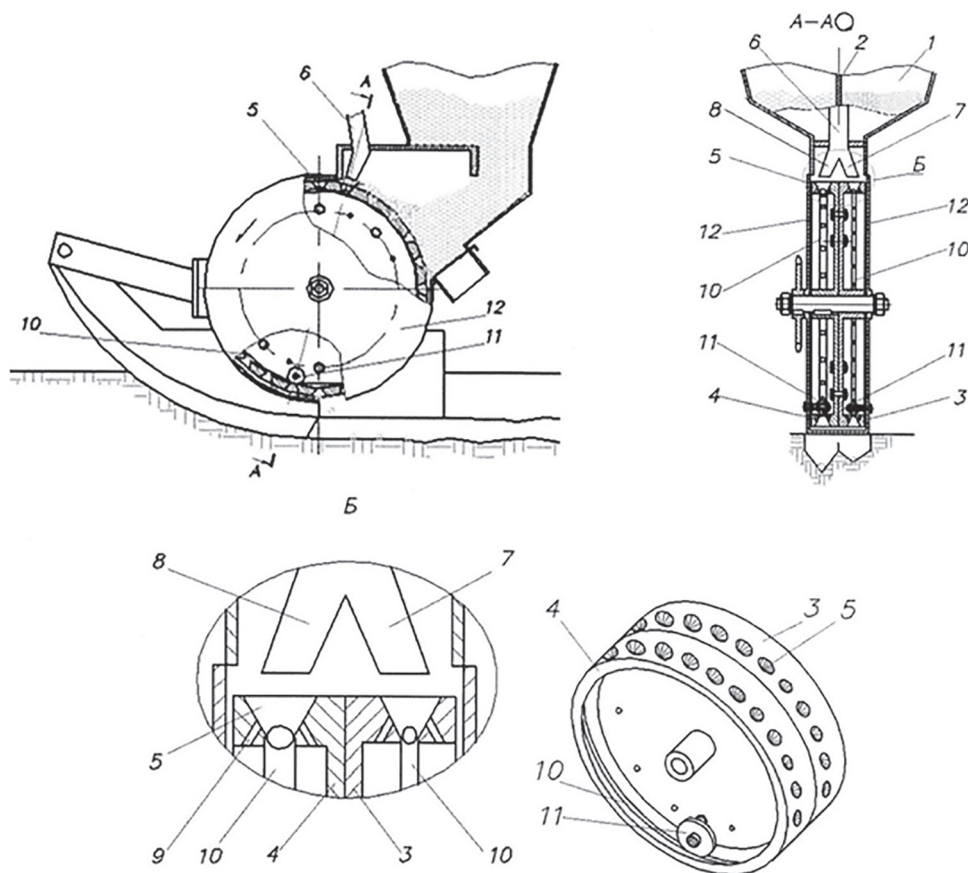


Рис. 2. Пневматический высевяющий аппарат для совмещенного посева

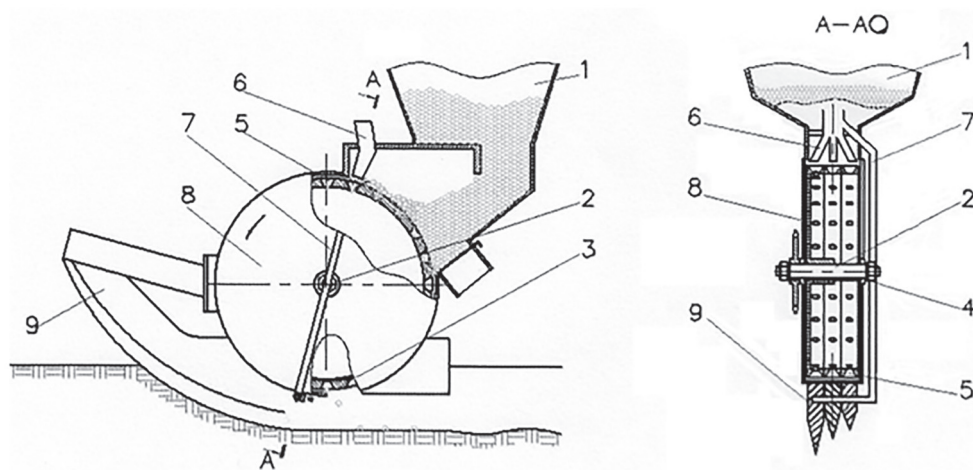


Рис. 3. Пневматический высевальной аппарат для совмещенного посева

духовод, разделенный на два патрубка, один 6 с тремя соплами – размещен над ячейками 5 высевальной диска 3, второй – 7 – огибает крышку 8 и подводит сопло под высевальной диск 3 под углом $10-15^\circ$ к горизонту. Аппарат включает также боковые крышки 8 и сошник 9 шириной равной ширине высевальной диска 3. Сошник 9 выполнен трехуровневый.

Высевальной диск и полозководный сошник, выполнены составными из трех частей и равными по ширине. Их части закреплены между собой с возможностью смещения, высевальной диск – прижимной втулкой, а полозководный сошник – болтами.

Вместе с аппаратами для совмещенного посева разработан ряд пневматических высевальных аппаратов для гнездового посева [6], один из которых представлен на рис. 4.

Аппарат состоит из семенного бункера 1, который установлен вертикально на оси 2 вы-

севальной диск 3 со сквозными коническими ячейками 4, расположенными в три ряда, и воздушного сопла 5. Диск 3 снабжен копирующей его внутренней поверхности в зоне действия воздушного сопла 5 дугообразной, регулирующей заслонкой 6. Заслонка 6 установлена на боковой крышке 7 высевальной аппарата с возможностью продольного перемещения относительно оси 2 диска 3 и фиксации в заданном положении. Под высевальным диском 3 расположен полозководный сошник 8 шириной, равной ширине высевальной диска 3. Сошник 8 снабжен воронкой 9, расположенной под высевальным диском 3 в зоне схода семян длиной, равной ширине высевальной диска 3 и шириной – его половине, а размер нижней части воронки 9, по крайней мере, не меньше трехкратного максимального размера высеваемого семени.

Семена, расположенные в трех ячейках по ширине диска 3, формируются гнездом с помо-

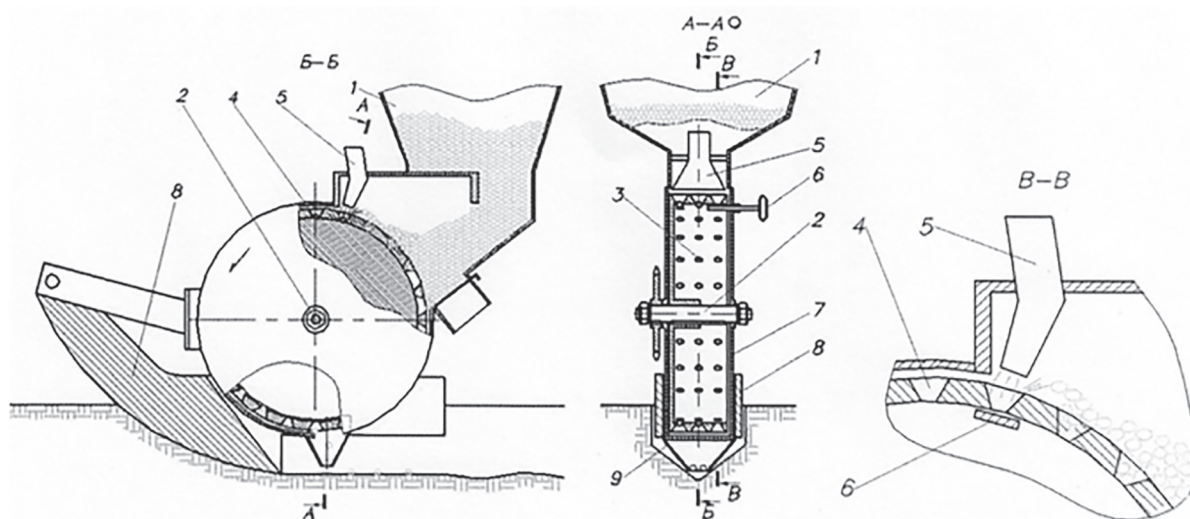


Рис. 4. Пневматический высевальной аппарат для гнездового посева

щью воронки 9 сошника 8, находящегося под высевяющим диском 3 в зоне падения семян в борозду, образованную сошником 8. Норма высева семян в гнездо регулируется перемещением заслонки 6 вдоль оси 2 диска 3. Так, например, для обеспечения высева двух семян в гнездо необходимо перекрыть один ряд ячеек 4 на диске 3.

Разработанная конструкция высевяющего аппарата (рис. 5) [7] работает следующим образом: семена из бункера 1 попадают в коническую ячейку 4 вращающегося на оси 2 высевяющего диска 3. На семена в трех соседних ячейках 4 действует присасывающая сила патрубка 7, копирующего внутреннюю поверхность высевяющего диска 3. При проходе под соплом 6 с истекающим из него воздухом семена прижимаются к отверстиям 5 ячейки 4, лишние семена выдуваются из ячеек 4 соплом 6; семена предварительно прижаты ко дну ячейки 4 присасывающим дугообразным патрубком 7, т. е. на семена действуют две силы, одна – с помощью сопла 6 прижимающая их, и вторая – патрубком 7 присасывающая

изнутри диска, что гарантирует сохранение семян в ячейке 4, остальные семена выдуваются. Далее ячейка 4 с семенами перемещается в зону действия упругого эластичного роликового выталкивателя 9, закрепленного на боковой крышке 8, под его воздействием семена попадают в борозду, открытую сошником 10. Важно, что семена присасываются патрубком 7 еще до их входа в зону действия воздушного сопла 6, что гарантирует сохранение одного семени в ячейке 4.

При изучении аналогов были установлены следующие недостатки:

- во время удаления лишних семян из ячеек соплом нет гарантии, что воздушным потоком не будут удалены все семена, что недопустимо;
- для изменения количества семян в гнездо диск выполнен громоздким, от чего растет металлоемкость высевяющего диска и увеличиваются параметры высевяющего аппарата;
- для изменения шага посева необходима смена дисков.

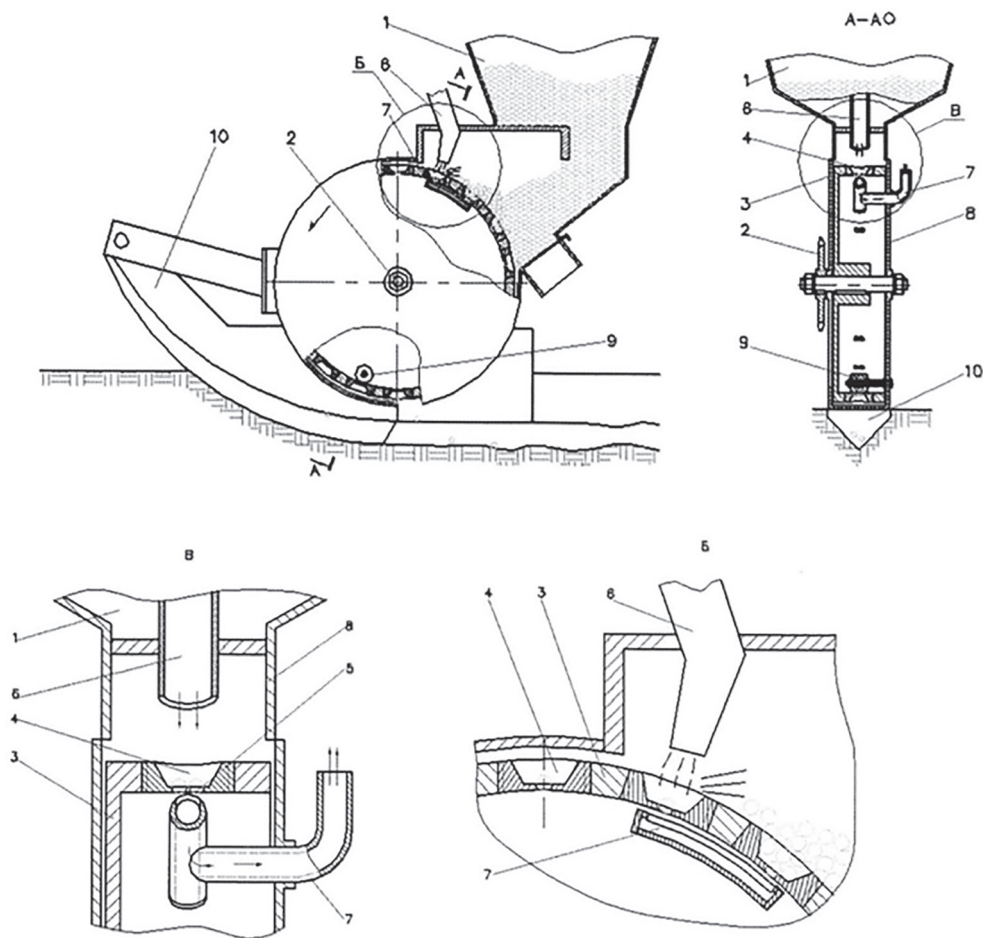


Рис. 5. Пневматический высевяющий аппарат для гнездового посева

Снабжение высевяющих дисков втулками на резьбе со сквозными отверстиями на их дне с количеством от 1 до 3 позволяет высевать семена гнездовым способом без замены высевяющих дисков а использование глухой втулки можно менять схему посева, а выталкиватель семян обеспечивает надежное сбрасывание всех семян из ячейки в борозду.

Заключение

Разрабатываемые пневматические высевяющие аппараты для совмещенного и гнездового посевов позволяют:

- высевать семена двух, трех культур одновременно с размещением их на разную глубину, получать различную схему посева без замены дисков, что приведет к экономии металла на изготовление сменных дисков и времени;
- упростить конструкцию и повысить эксплуатационную надежность устройства, улучшить экологию, получить экономию горючего, исключить повреждение семян.

Сеялки, оборудованные автоматизированными пневмосистемами, способны повысить урожайность силосной массы на 20–30 %, улучшить качество корма для животноводства и получить экономию посевных площадей за счет выращивания нескольких культур на одном поле. Конструкция аппарата позволяет размещать семена разных культур в один рядок и на разную глубину заделки.

Литература

1. Измайлов А.Ю., Шогенов Ю.Х. Разработка интенсивных машинных технологий и новой энергонасыщенной техники для производства основных видов сельскохозяйственной продукции // Техника и оборудование для села. 2016. № 5. С. 2–5.
2. Авдеев А.В., Зеленский Н.К., Мокриков Г.А. Совместные посевы бобовых и зерновых // Новый садовод и фермер. 2005. № 3. С. 6–7.
3. Ахалая Б.Х. Особенности совмещения посевов двух культур // Сб. научн. труд. Т. 151. М.: ВИМ, 2004. С. 113–119.
4. Ахалая Б.Х. Пневматический высевяющий аппарат: патент на изобретение № 2567028. Российская Федерация. Опубликовано 2015. Бюл. № 30.
5. Годжаев З.А., Ахалая Б.Х., Сизов О.А., Федюнин В.В. Высевяющий аппарат для совмещенного посева: патент на полезную модель № 154782. Российская Федерация. Опубликовано 2015. Бюл. № 25.
6. Измайлов А.Ю., Ахалая Б.Х., Сизов О.А., Нурбагандова Р.М., Бижаев В.В. Пневматический высевяющий аппарат для гнездового посева: патент на изобретение № 2592575. Российская Федерация. Опубликовано 2016. Бюл. № 21.
7. Ахалая Б.Х., Шогенов А.Ю., Уянаев Ю.Х., Солдаткин А.К., Грызунов С.В. Устройство для посева семян: патент на полезную модель № 167694. Российская Федерация. Опубликовано 2017. Бюл. № 1.

References

1. Izmaylov A.Yu., Shogenov Yu.Kh. Development of intensive machine technologies and new energy-saturated machinery for the production of basic agricultural products. Tekhnika i oborudovanie dlya sela. 2016. No 5, pp. 2–5 (in Russ.).
2. Avdeenko A.V., Zelenskiy N.K., Mokrikov G.A. Joint crops of beans and grains. Novyy sadovod i fermer. 2005. No 3, pp. 6–7 (in Russ.).
3. Akhalaya B.Kh. Features of combining crops of two cultures. Sb. nauchn. trud. Vol. 151. Moscow: VIM, 2004, pp. 113–119 (in Russ.).
4. Akhalaya B.Kh. Pnevmaticheskiy vysevayushchiy apparat [Pneumatic seeder: patent for invention]: patent na izobretenie. No 2567028. Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 2015. Byul. No 30.
5. Godzhaev Z.A., Akhalaya B.Kh., Sizov O.A., Fedyunin V.V. Vysevayushchiy apparat dlya sovmeshchennogo poseva [Planting unit for combined seeding]: patent na poleznuyu model'. No 154782. Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 2015. Byul. No 25.
6. Izmaylov A.Yu., Akhalaya B.Kh., Sizov O.A., Nurbagandova R.M., Bizhaev V.V. Pnevmaticheskiy vysevayushchiy apparat dlya gnezdovogo poseva [Pneumatic seeder for nesting]: patent na izobretenie. No 2592575. Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 2016. Byul. No 21.
7. Akhalaya B.Kh., Shogenov A.Yu., Uyanayev Yu.Kh., Soldatkin A.K., Gryzunov S.V. Ustroystvo dlya vyseva semyan [Device for sowing seeds]: patent na poleznuyu model'. No 167694. Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 2017. Byul. No 1.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБМОЛОТА В АКСИАЛЬНО-РОТОРНОМ КОМБАЙНЕ

INCREASING THE EFFICIENCY OF THRESHING IN AN AXIAL ROTARY COMBINE

М.И. ЛИПОВСКИЙ, д.т.н.

ИАЭП, Санкт-Петербург, Россия, aperekopskii@mail.ru

M.I. LIPOVSKIY, DSc in Engineering

Institute of Agroengineering and Environmental Problems
of Agricultural Production, Saint-Petersburg, Russia,
aperekopskii@mail.ru

Целью работы является обоснование способа снижения энергоемкости технологического процесса, улучшение качественных показателей за счет уменьшения микротравмирования зерна, повышение пропускной способности аксиально-роторного молотильно-сепарирующего устройства путем применения разновысоких зубовых бичей вместо рифленых. Приведенные результаты получены путем проведения лабораторных исследований, а также испытаний комбайнов классической схемы, оборудованных молотильными барабанами с разновысокими зубовыми бичами. Испытания проведены при уборке всех зерновых колосовых культур, влажность зерна которых составляла 11–37 %, влажность стеблей достигала 52 %. Для достижения поставленной цели предложено, с учетом свойства колоса зерновых культур, оснащение молотильных элементов зубьями разной высоты. Результаты лабораторных исследований показали, что существенное улучшение технологических показателей наблюдается при доле длины молотильных элементов с низкими зубьями в общей их длине, близкой к значению 0,25. При дальнейшем увеличении указанного соотношения не наблюдается существенного изменения качественных показателей обмолота, но энергозатраты возрастают более чем на 20 %. Приведенный анализ показал, что применение в молотильной зоне ротора зубовых бичей вместо рифленых может обеспечить повышение степени сепарации зерна на 4–7 %, снижение степени недомолота и удельной потребности мощности, соответственно, на 0,7–1,6 % и 21–24 %. Это соответствует значениям тех же показателей для обычного молотильного аппарата (4; 0,6 и 21 %) или несколько превышает их. Отмеченное позволяет ожидать от применения разновысоких зубовых бичей улучшения показателей эффективности аксиально-роторных комбайнов: уменьшения потерь зерна или повышение пропускной способности при сохранении уровня потерь, снижения энергоемкости и степени микротравмирования зерна, а также упрощения технологического обслуживания за счет исключения регулирования зазоров между декой и ротором. Уменьшение количества выбрасываемых в атмосферу выхлопных газов, обусловленное меньшей энергоемкостью технологического процесса, улучшает экологичность комбайна.

Ключевые слова: аксиально-роторный комбайн, обмолот, зубовый бич.

The purpose of the work is to justify the way to reduce the energy intensity of the technological process, improve the quality indicators by reducing the microtraaction of grain, increase the capacity of the axial-rotary threshing-separating device by using a variety of tooth pests instead of corrugated ones. The shown results are received by carrying out of laboratory researches, and also tests of combines of the classical scheme equipped with threshing drums with the various tooth whips. The tests were carried out during the harvesting of all cereal grains, the moisture content of which was 11–37 %, the moisture content of the stems reached 52 %. To achieve this goal, it has been proposed, with the ability of the ear of cereals, to equip threshing elements with teeth of different heights. The results of laboratory studies showed that a significant improvement in technological performance is observed with a fraction of the length of threshing elements with low teeth in their total length close to 0,25. With a further increase in this ratio, there is no significant change in the quality of threshing, but energy costs increase by more than 20 %. The analysis showed that the use of tooth whips instead of grooved in the threshing area of the rotor can provide an increase in the degree of grain separation by 4–7 %, a decrease in the degree of nonsmoking and the specific power requirement by 0,7–1,6 % and 21–24 %, respectively, corresponds to or slightly higher than the values for the same threshing machine (4, 0,6 and 21 %). The noted allows expecting from the use of different tooth whips to improve the performance of axial rotary combines: reducing grain losses or increasing throughput while maintaining the level of losses, reducing the energy intensity and degree of microtraaction of grain, and simplifying maintenance by eliminating the need to adjust the clearances between the deck and the rotor. Reducing the amount of exhaust gases emitted into the atmosphere, due to the lower energy consumption of the process, improves the ecological compatibility of the combine.

Keywords: axial rotary harvester, threshing, tooth whip.

Введение

Роторные комбайны превосходят комбайны классической схемы по технологической эффективности за счет большей удельной пропускной способности (на 1 м ширины молотилки) и значительно меньшего дробления зерна (в 1,5–2,0 раза). Так, удельная пропускная способность роторного комбайна Togum 740 – 8 кг/(с·м¹), а комбайна классической схемы Acros 530 – 6,3 кг/(с·м¹). Таким образом, роторный комбайн по рассматриваемому показателю превосходит комбайн классической схемы на 27 %. При уборке озимой ржи дробление зерна комбайном «Дон-1500» составляло 0,6 %, а комбайном «Ротор» – 0,3 %. В то же время микроповреждение зерна снижается незначительно (табл. 1).

Известно, что от уровня микроповреждения зависит стойкость зерна к хранению, его товарные, хлебопекарные, посевные и продуктивные показатели.

Роторные комбайны уступают комбайнам классической схемы по экологичности из-за повышенных выбросов в атмосферу выхлопных газов, обусловленных более высокой энергоемкостью технологического процесса. Так, удельная (на единицу пропускной способности) энергонасыщенность комбайна Togum 740 составляет 33 л.с./(кг·с⁻¹), а комбайна Acros 530 – 27 л.с./(кг·с⁻¹).

Цель исследования

Повышенная энергоемкость технологического процесса обмолота является одним из основных недостатков аксиально-роторных комбайнов. Устранению этого недостатка может способствовать применению в качестве молотильных элементов ротора разновысоких зубовых рабочих элементов вместо рифленых бичей [1]. Как показали исследования и испытания опытных образцов комбайнов классической схемы [2], применение указанной раз-

работки [3] позволяет снизить энергоемкость обмолота на 20–30 %, и соответственно, расход горючего на работу двигателя и выброс в атмосферу выхлопных газов на 13–20 %. Целью исследования является обоснование способа снижения энергоемкости технологического процесса, улучшение качественных показателей за счет уменьшения микротравмирования зерна, повышение пропускной способности аксиально-роторного молотильно-сепарирующего устройства путем применения разновысоких зубовых бичей вместо рифленых.

Материалы и методы

Приведенные результаты получены путем проведения лабораторных исследований, а также испытаний комбайнов классической схемы, оборудованных молотильными барабанами с разновысокими зубовыми бичами. При исследованиях использовались озимая и яровая пшеница, озимая рожь. Испытания проводились при уборке всех зерновых колосовых культур. Влажность зерна убираемых культур составляла 11–37 %, влажность стеблей достигала 52 %.

Результаты и их обсуждение

Исследования процесса обмолота показывают [4, 5], что увеличение высоты зуба h рабочего элемента (зубового бича) ведет к снижению энергоемкости $N_{уд}$ обмолота (рис. 1). Но при этом ухудшаются технологические показатели, в частности увеличивается недомолот N_1 зерна (рис. 2).

Компромиссным решением, учитывающим свойства колоса зерновых культур, является оснащение молотильных элементов зубьями разной высоты – назовем их высокими и низкими. Для снижения энергоемкости обмолота суммарная длина молотильных элементов с низкими зубьями должна быть минимальной. Предел минимализации данного параметра

Таблица 1

Повреждение зерна зерноуборочными комбайнами

Показатель	Тип комбайна	Озимая рожь	Озимая пшеница	Яровая пшеница
Дробление зерна, %	«Сибиряк»	0,7	0,6	0,8
	«Дон»	0,6	0,8	0,7
	«Ротор»	0,3	0,5	0,5
Микроповреждение зерна, %	«Сибиряк»	48,7	24,4	21,7
	«Дон»	47,8	23,9	19,9
	«Ротор»	44,6	22,6	18,3

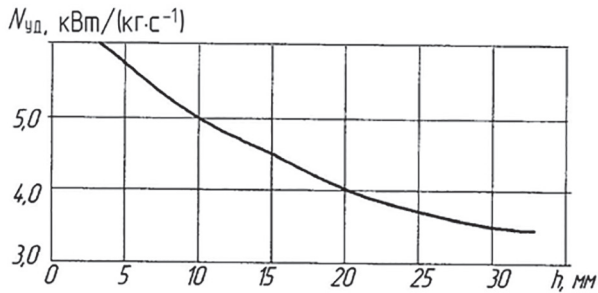


Рис. 1. Потребная на обмолот удельная мощность $N_{уд}$ в зависимости от высоты зуба h

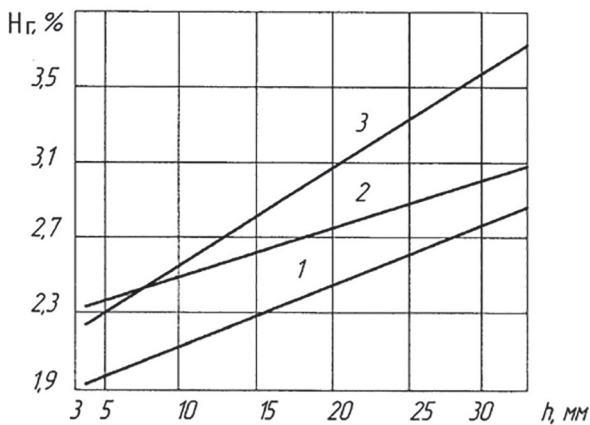


Рис. 2. Недомолот зерна в грубом ворохе в зависимости от высоты зуба h :

1 – $\alpha = 13^\circ$, $S = 74$ мм; 2 – $\alpha = 18^\circ$, $S = 74$ мм;
3 – $\alpha = 18^\circ$, $S = 111$ мм (S – шаг размещения зубьев на планке; α – угол между радиальным направлением и направлением рабочей поверхности зуба)

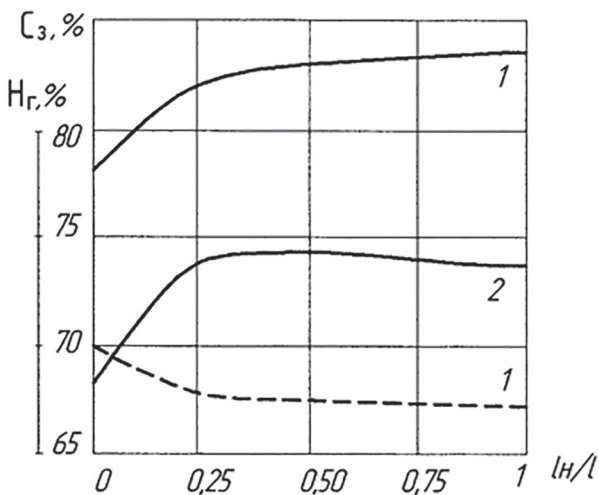


Рис. 3. Показатели работы молотильного аппарата (недомолот зерна в грубом ворохе H_g и степень сепарации зерна $C_з$) в зависимости от относительной длины l_n/l бичей с низкими зубьями:

— — — — — степень сепарации зерна;
— — — — — недомолот зерна в грубом ворохе;
1 – рожь Ярославна, $h_n = 12$ мм; 2 – пшеница Ленинградка, $h_n = 16$ мм

определяется обеспечением рациональных значений качественных показателей технологического процесса, в частности степени сепарации $C_з$ и недомолота H_g зерна.

Результаты экспериментального исследования зависимости энергетических и технологических показателей обмолота, проведенного на моделях тангенциального молотильного аппарата, от доли длины молотильных элементов с низкими зубьями l_n в общей длине молотильных элементов l представлены на рис. 3 4.

Как видно из рис. 3, существенное улучшение технологических показателей – снижение недомолота и повышение степени сепарации зерна наблюдается при значениях l_n/l , близких к 0,25. При дальнейшем увеличении указанного отношения не наблюдается существенного изменения качественных показателей обмолота, но энергозатраты возрастают значительно – более чем на 20 % (рис. 4).

На рис. 5 в разрезах представлено аксиальное молотильно-сепарирующее устройство для роторного комбайна с использованием для обмолота зубовых рабочих элементов с обоснованными выше рациональными параметрами.

Устройство с приемной А, молотильной В и сепарирующей С зонами содержит ротор 1 и перфорированный кожух 2, установленный с возможностью вращения на опорах 3. На внутренней стороне кожуха 2 установлены расположенные по винтовым линиям направляющие ребра 4. Ротор снабжен заборными лопастями 5, молотильными элементами 6 и сепарирующими элементами 7. В качестве молотильных элементов 6 использованы зубовые рабочие элементы, представляющие собой ряды изогнутых зубьев 8 с общими основаниями 9. На двух диаметрально противоположных

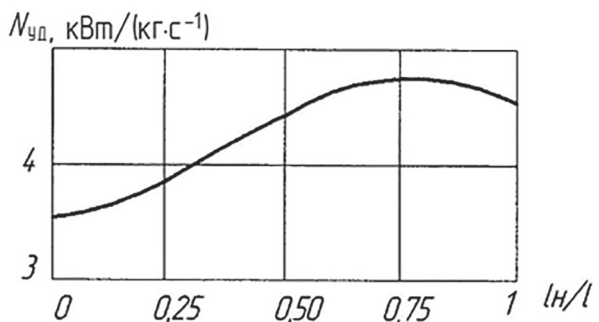


Рис. 4. Потребная на обмолот удельная мощность в зависимости от относительной длины l_n/l бичей с низкими зубьями

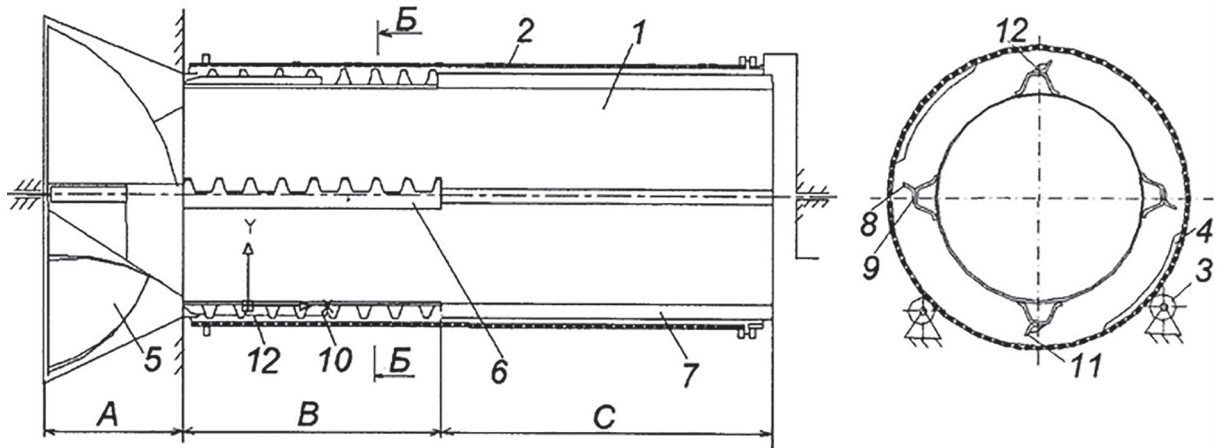


Рис. 5. Аксиальное молотильно-сепарирующее устройство с зубowymi бичами в молотильной зоне ротора

рабочих элементах установлены обтекаемые планки 10 длиной, равной половине длины молотильного элемента. Возможны другие, по сравнению с рис. 5, варианты размещения обтекаемых планок, в том числе при длине последних, равной $\frac{1}{4}$ длины молотильного элемента (рис. 6). Планки 10 частично перекрывают зубья 8 по высоте, так что рабочая часть 11 последних остается короче, чем зубья при отсутствии планок. Передний край каждой обтекаемой планки выполнен в виде поверхности, обеспечивающей плавное сопряжение рабочей поверхности 12 планки 10 с поверхностью основания 9. Зубья 8 рабочих элементов могут быть расположены на роторе по винтовой линии или шахматном порядке так, что соседние следы зубьев частично перекрывают друг друга, а вершины всех зубьев лежат на одной цилиндрической поверхности.

Аналогичным образом зубовые рабочие элементы могут быть использованы в аксиальном молотильно-сепарирующем устройстве с неподвижным кожухом (рис. 6). В этом случае в зоне В устройства в нижней части кожуха размещается молотильная дека 13.

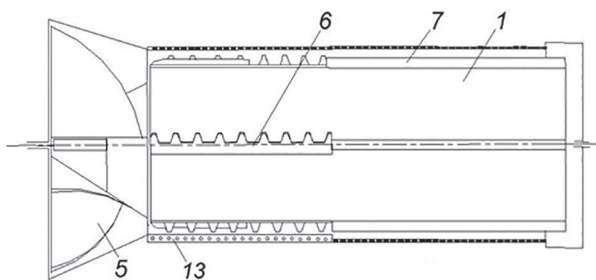


Рис. 6. Аксиальное молотильно-сепарирующее устройство с неподвижным кожухом и обтекаемыми планками длиной, равной $\frac{1}{4}$ длины молотильного элемента

Аксиальное молотильно-сепарирующее устройство работает следующим образом.

Подаваемая растительная масса в приемной зоне устройства заборными лопастями 5 ротора и приемными элементами кожуха увлекается в винтообразное движение. Значительная часть зерна при этом вымолачивается. Переходя из приемной зоны в основные зоны – молотильную В и сепарирующую С, масса под действием молотильных элементов 6 и сепарирующих элементов 7 ротора и направляющих ребер 4 кожуха 2 продолжает двигаться с относительно малой осевой скоростью в направлении, приобретенным ею в приемной зоне. При этом происходит окончательный вымолот зерна и сепарация его через отверстия кожуха 2 или молотильной деки при неподвижном кожухе. Благодаря использованию в качестве молотильных элементов зубовых рабочих элементов с перекрытием части их длины обтекаемыми планками ударное воздействие на обмолачиваемую массу оказывается на двух уровнях интенсивности – высоком и низком, что обеспечивает уменьшение травмирования зерна, энергоемкости обмолота и расхода топлива на работу комбайна. Благодаря рациональному сочетанию ударного, вытирающего и очесывающего воздействий молотильного устройства на обмолачиваемую культуру повышается пропускная способность комбайна (на 20...25 %), уменьшаются потери зерна и его травмирование.

Для ориентировочной прогнозной сравнительной оценки эффективности применения ротора с зубowymi бичами используем полученные при исследовании молотильного аппарата с зубowymi бичами зависимости сепарации зерна и недомолота в грубом ворохе, а

также потребной на обмолот удельной мощности от значения зазора между барабаном и подбарабаньем на входе молотильного аппарата (рис. 7 – рис. 9).

Представленные зависимости позволяют спрогнозировать повышение эффективности обмолота зерновых культур аксиально-роторным МСУ, указанное в табл. 2.

Таблица 2

Повышение эффективности обмолота при применении зубовых бичей вместо рифленых и обычном молотильном аппарате и роторном МСУ

Показатель эффективности	Значение показателя		
	для молотильного аппарата при зазорах на входе 7,5/19*, мм	для зоны обмолота роторного МСУ при зазорах на входе, мм	
		30/40*	25/40*
Повышение степени сепарации зерна, %	4	4	7
Снижение степени недомолота зерна, %	0,6	0,7	1,6
Снижение потребной удельной мощности, %	22	24	21

Примечание: * в числителе приведено значение зазора при применении зубовых бичей, в знаменателе – при применении рифленых.

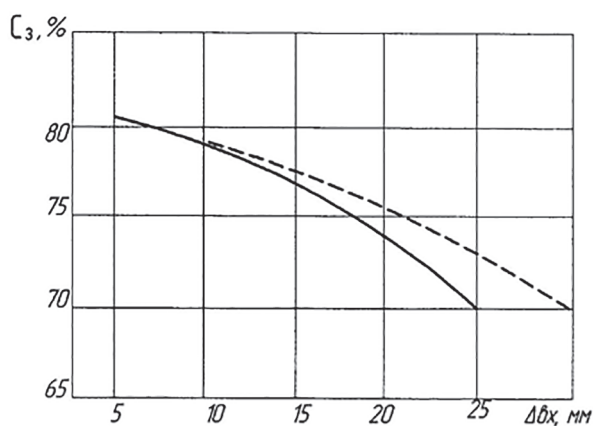


Рис. 7. Степень сепарации зерна в зависимости от зазора между барабаном и подбарабаньем на входе молотильного аппарата:
 ————— молотильный аппарат с зубовыми бичеями;
 - - - - - бильный молотильный аппарат

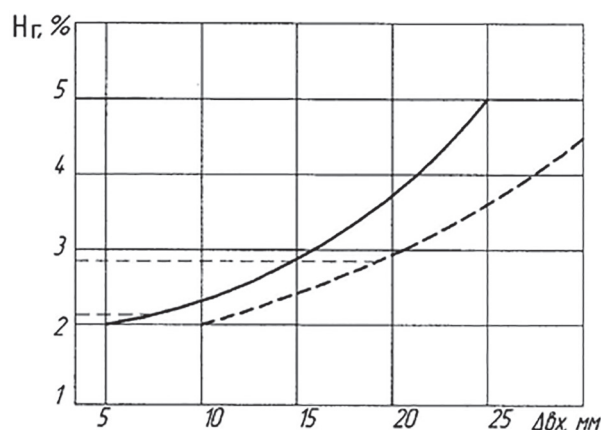


Рис. 8. Недомолот зерна в грубом ворохе в зависимости от зазора между барабаном и подбарабаньем на входе молотильного аппарата:
 ————— молотильный аппарат с зубовыми бичеями;
 - - - - - бильный молотильный аппарат

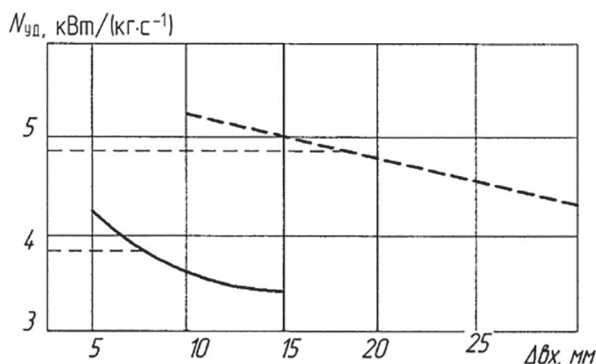


Рис. 9. Потребная удельная мощность в зависимости от зазора между барабаном и подбарабаньем на входе молотильного аппарата:
 ————— молотильный аппарат с зубовыми бичеями;
 - - - - - бильный молотильный аппарат

Заключение

Как следует из табл. 2, применение в молотильной зоне ротора зубовых бичей вместо рифленых может обеспечить повышение степени сепарации зерна в этой зоне на 4–7 %, снижение степени недомолота зерна и потребной удельной мощности, соответственно, на 0,7–1,6 % и 21–24 %. Это соответствует значениям тех же показателей для обычного молотильного аппарата (4; 0,6 и 21 %) или несколько превышает их. Отмеченное позволяет ожидать от применения зубовых бичей в роторном МСУ достижения тех же показателей эффективности комбайна, которые отмечены при госу-

дарственных испытаниях различных модификаций комбайнов, оснащенных молотильным аппаратом с зубовыми бичами [4, 5], а именно: уменьшение потерь зерна или повышение пропускной способности при сохранении уровня потерь зерна, снижение энергоемкости и степени микротравмирования зерна, а также упрощение технологического обслуживания за счет устранения необходимости регулировать зазоры между декой и ротором. Уменьшение количества выбрасываемых в атмосферу выхлопных газов, обусловленное меньшей энергоемкостью технологического процесса, улучшает экологичность комбайна.

Литература

1. Липовский М.И., Перекопский А.Н. Аксиальное молотильно-сепарирующее устройство (варианты): патент на изобретение № 2560063, Российская Федерация. Опубликовано 20.06.2013. Бюл. № 17.
2. Липовский М.И., Сухопаров А.И. Результаты испытаний красноярских комбайнов нового поколения // Достижения науки и техники АПК. 2007. № 7. С. 36–37.
3. Арбузов П.М., Бадмацыренов Б.Ц., Игнат'ев В.Г., Козлов В.В., Липовский М.И., Перекопский А.Н., Сухопаров А.И. Способ обмолота зерновых культур и устройство для его осуществления: патент на изобретение № 281642, Российская Федерация. Опубликовано 20.08.2006. Бюл. № 23.
4. Липовский М.И. Рациональный обмолот зерновых культур. СПб.: СЗНИИМЭСХ, 2005. 138 с.
5. Липовский М.И., Перекопский А.Н. Зерноуборочный комбайн: из прошлого – к новому поколению. СПб.: ИАЭП, 2015. 316 с.
6. Липовский М.И., Перекопский А.Н. Энергосбережение при обмолоте // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Труды 8-й международной научно-технической конференции. Ч. 2 Энергосберегающие технологии в растениеводстве и мобильной энергетике. М.: ГНУ ВИЭСХ, 2012. С. 106–110.

References

1. Lipovskiy M.I., Perekopskiy A.N. Aksial'noe molotil'nosepariruyushchee ustroystvo (varianty) [Axial threshing-separating device (variants)]: patent na izobretenie. No 2560063, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.06.2013. Byul. No 17.
2. Lipovskiy M.I., Sukhoparov A.I. Results of tests of Krasnoyarsk combine harvesters of new generation. Dostizheniya nauki i tekhniki APK. 2007. No 7, pp. 36–37 (in Russ.).
3. Arbuzov P.M., Badmatsyrenov B.Ts., Ignat'ev V.G., Kozlov V.V., Lipovskiy M.I., Perekopskiy A.N., Sukhoparov A.I. Sposob obmolota zernovykh kul'tur i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [Method of threshing cereals and the device for its implementation]: patent na izobretenie. No 281642, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.08.2006. Byul. No 23.
4. Lipovskiy M.I. Ratsional'nyy obmolot zernovykh kul'tur [Rational grain threshing]. SPb.: SZNIIMESKh Publ., 2005. 138 p.
5. Lipovskiy M.I., Perekopskiy A.N. Zernouborochnyy kombayn: iz proshlogo – k novomu pokoleniyu [Combine harvester: from the past to the new generation]. SPb.: IAEP, 2015. 316 p.
6. Lipovskiy M.I., Perekopskiy A.N. Energy savings in threshing. Energoobespechenie i energosberezhenie v sel'skom khozyaystve. Trudy 8-y mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. Ch. 2. Energosberegayushchie tekhnologii v rastenievodstve i mobil'noy energetike [Energy supply and energy saving in agriculture. Proceedings of the 8th International Scientific and Technical Conference. Part 2 Energy-saving technologies in crop production and mobile power engineering.]. Moscow: GNU VIESKh, 2012, pp. 106–110 (in Russ.).

К ОБОСНОВАНИЮ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ ПРОЦЕСС ПРЯМОГО КОМБАЙНИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР С ОБРАЗОВАНИЕМ ВЫСОКОСТЕРНЕВОЙ КУЛИСЫ В КОЛЕЕ КОМБАЙНА

JUSTIFICATION OF THE REGULARITIES CHARACTERIZING THE PROCESS OF DIRECT HARVESTING OF CEREALS WITH THE FORMATION OF A HIGH-STEEP WEDGE IN THE HARVESTER TRACK

А.П. ЛОВЧИКОВ, д.т.н.
В.П. ЛОВЧИКОВ, к.т.н.
Е.А. ПОЗДЕЕВ

Южно-Уральский ГАУ, Челябинск, Россия,
alovcikov@mail.ru

A.P. LOVCHIKOV, DSc in Engineering
V.P. LOVCHIKOV, PhD in Engineering
E.A. POZDEEV

South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia,
alovcikov@mail.ru

В статье рассматривается процесс прямого комбайнирования зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колее комбайна. Приведена схема дифференциации высоты стерни по ширине захвата комбайновой жатки при уборке зерновых культур прямым комбайнированием. Представлены закономерности, характеризующие изменение пропускной способности молотилки и рабочей скорости движения комбайна в зависимости от технологических свойств зерновых культур. Раскрывается зависимость между высотой стерни, потерями зерна за комбайном и соломистостью хлебной массы. Графическая интерпретация данных зависимостей свидетельствует о том, потери зерна за комбайном можно уменьшить посредством изменения соломистости хлебной массы за счет увеличения высоты среза продуктивных растений во время комбайнирования зерновых культур. Обоснована максимально допустимая высота стерни в колее комбайна, предельная величина которой определяется высотой стеблестоя зерновых культур при уборке прямым комбайнированием. Кроме того, выявлена взаимосвязь между максимально допустимой высотой стерни в колее комбайна и параметрами, характеризующими кинематический режим работы жатки: высотой установки ножа и стеблестоя зерновых культур. При прямом комбайнировании рабочая скорость движения комбайна определяется не только рациональной нагрузкой молотилки, но и обеспечением требуемого качества скашивания зерновых, от которого зависит потери зерна за жаткой. Исходя из этого положения в ходе теоретических изысканий получены закономерности, которые характеризуют изменения максимально допустимой высоты стерни при уборке зерновых культур прямым комбайнированием с образованием высокостерневой кулисы в колее комбайна. Определена взаимосвязь между соломистостью хлебной массы, технико-эксплуатационными параметрами, режимами работы комбайна и жатки и технологическими свойствами зерновых культур. На основе аналитических зависимостей, характеризующих изменение потерь зерна за комбайном от параметров соломистости хлебной массы и высоты стерни зерновых культур, получена система уравнений, посредством которой определена взаимосвязь между высотой стерни зерновых культур и соломистостью хлебной массы. Теоретические исследования обосновывают взаимосвязь между технологическими параметрами стерни зерновых культур и эксплуатационными параметрами комбайна и жатки. Полученные закономерности свидетельствуют о сложном характере протекания процесса уборки зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колее комбайна.

Ключевые слова: комбайн, стерня, высокостерневая кулиса, потери зерна, рабочая скорость, соломистость хлебной массы, высота стерни, жатка, уборка, прямое комбайнирование.

The article deals with the process of direct combining of grain crops with the formation of a high-steep wedge in the track of the combine. The scheme of differentiation of the stubble height along the width of harvester of combine threshing during harvesting of grain crops by direct combining is given. Regularities characterizing the change in the threshing capacity and working speed of the combine harvester, depending on the technological properties of grain crops, are presented. A relationship is revealed between the height of the stubble, the loss of grain behind the combine and the straw content of the bread mass. Graphical interpretation of these dependencies shows that the loss of grain behind the combine can be reduced by changing the straw content of the bread mass by increasing the cutting height of productive plants during the harvesting of cereals. The maximum allowable height of stubble in the track of the combine is substantiated, the limiting value of which is determined by the height of the stalk of cereals during harvesting by direct combining. In addition, the relationship between the maximum permissible height of stubble in the harvester track and the parameters characterizing the kinematic regime of the header, the height of the knife setting and the stalk of grain crops was revealed. With direct combining, the working speed of the combine is de-

terminated not only by the rational loading of the thresher, but also by ensuring the required quality of grain mowing, on which the loss of grain due to the header is dependent. Proceeding from this situation in the course of theoretical research, regularities that characterize changes in the maximum permissible stubble height during harvesting of grain crops by direct combining with the formation of a high-steep wedge in the track of the combine are obtained. The correlation between the straw capacity of grain, the technical and operational parameters, the operating conditions of the combine and header, and the technological properties of cereals is determined. On the basis of the analytical dependencies characterizing the change in grain losses behind the combine from the parameters of the straw content of the bread mass and the height of the stubble of cereal crops, a system of equations was obtained by means of which the relationship between the height of the stubble of cereals and the straw capacity of the bread mass was determined. Theoretical studies substantiate the relationship between the technological parameters of stubble crops and the operational parameters of the combine and header. The obtained regularities testify to the complex character of the course of the harvesting process of grain crops with the formation of a high-steep wedge in the track of the combine.

Keywords: harvester, stubble, high-steep wedge, grain loss, working speed, straw bread mass, stubble height, header, harvesting, direct combining.

Введение

В последнее время как практика, так и наука [1–5] обращают внимание на ресурсосбережение в технологиях возделывания зерновых культур за счет биологизации земледелия, направленного на сохранение плодородия и водных ресурсов почвы, повышение урожайности и сокращение ресурсных затрат. Одним из способов в данном направлении является применение в период уборки зерновых культур прямого комбайнирования с образованием высокостерневой кулисы в колее комбайна.

Цель исследования

Установление закономерностей, характеризующих взаимосвязь между конструктивными, эксплуатационными и технологическими параметрами зерновых культур и комбайна и жатки.

Материалы и методы исследования

Исследования базируются на общепринятых методических положениях общелогического метода и математического анализа.

В процессе исследования решали следующие задачи: выявление закономерностей, характеризующих изменение эксплуатационных параметров комбайна в зависимости от конструктивных параметров жатки и технологических свойств зерновых культур; выявление закономерностей, характеризующих изменение параметров стерни при прямом комбайнировании зерновых культур.

Результаты исследования и их обсуждение

При уборке зерновых прямым комбайнированием часовая производительность (га/ч) машины составит [2–6]:

$$W_{\text{ч}} = 0,36 B_{\text{ж}} V_{\text{к}} \tau_{\text{см}}, \quad (1)$$

где $B_{\text{ж}}$ – ширина захвата жатки, м; $V_{\text{к}}$ – рабочая скорость комбайна, м/с; $\tau_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий потери времени по технологическим причинам.

Составляющая $B_{\text{ж}}$, приведенная в выражении (1), может быть определена из уравнения [5–6]:

$$B_{\text{ж}} = \frac{q}{V_{\text{к}} Y_3 \left(1 + \frac{1}{\delta_c}\right)}, \quad (2)$$

где q – пропускная способность молотилки, кг/с; Y_3 – урожайность зерновых культур, кг/м²; δ_c – коэффициент, характеризующий соломистость хлебной массы.

Пропускная способность молотилки q комбайна зависит от наличия в хлебной массе продуктивных и непродуктивных растений и изменяется с учетом этого по выражению [5–6]:

$$q = 0,6 q_{\text{п}} \left(1 + \frac{1-\varepsilon}{\delta_c + \varepsilon}\right) \chi, \quad (3)$$

где $q_{\text{п}}$ – паспортная пропускная способность молотилки, кг/с; ε – коэффициент, характеризующий засоренность хлебной массы; χ – коэффициент, учитывающий влияние колебаний подачи хлебной массы на пропускную способность молотилки.

На основе уравнений (2) и (3) после всех преобразований получим, что [7, 8]:

$$V_{\text{к}} = \frac{0,6 q_{\text{п}} \left(1 + \frac{1-\varepsilon}{\delta_c + \varepsilon}\right) \chi}{B_{\text{ж}} Y_3 \left(1 + \frac{1}{\delta_c}\right)}. \quad (4)$$

Из выражения (4) видно, что при $B_{\text{ж}} = \text{const}$ и пропускной способности молотилки комбайна $q_{\text{п}}$ рабочая скорость машины $V_{\text{к}}$ зависит от технологических свойств зерновых культур ($Y_3, \delta_c, \varepsilon$).

В работах Ш.С. Иксанова [8, 9] отмечается, что уменьшение коэффициента соломистости хлебной массы δ_c за счет высокого среза стеблей продуктивных растений положительно сказывается на рабочей скорости движения комбайна. Так, снижение коэффициента δ_c с 0,724 до 0,56 приводит к повышению рабочей скорости комбайна V_k до 23,0 %. Кроме того, оставление на поле более влажной части стебля – нижней (21,0–48,0 % [9]) – положительно сказывается на пропускной способности молотилки комбайна.

На основании данных Ш.С. Иксанова [8, 9] получена аналитическая зависимость вида:

$$h_{ст} = a\delta_c^2 - b\delta_c + c, \quad (5)$$

где $h_{ст}$ – высота стерни зерновых культур, м; δ_c – коэффициент, характеризующий соломистость хлебной массы, $\delta_c \in (0,724-0,560)$. Величина $\delta_c = 0,724$ соответствует нормальному срезу растений по высоте, то есть $h_{ст}^H = 0,10$ м; a, b, c – коэффициенты пропорциональности, определяемые на основе опытных данных, $a = 19,749; b = 26,856; c = 9,092$.

При этом потери зерна P_3 за комбайном в зависимости от коэффициента соломистости хлебной массы δ_c изменяются:

$$P_{ст} = a_1\delta_c^2 - b_1\delta_c + c_1, \quad (6)$$

где P_3 – потери зерна за комбайном, %; a_1, b_1, c_1 – коэффициенты пропорциональности, определяемые на основе опытных данных, $a_1 = -32,718; b_1 = 48,672; c_1 = 15,687$.

В зависимости от рабочей скорости движения машины V_k потери зерна (P_3 , %) за комбайном равны [10]:

$$P_3 = 0,2 \left[Y_{хл} V_k / (V_k^n - Y_{хл}^0 \delta_c) \right]^2 Y_{хл}, \quad (7)$$

где $Y_{хл}$ – урожайность поля, т/га; V_k – рабочая скорость движения комбайна, м/с; V_k^n – агро-технически допускаемая скорость движения комбайна, м/с, в расчетах принята $V_k^n = 2,1$ м/с [6]; $Y_{хл}^0$ – урожайность арбитражная (биологическая) поля, т/га.

Графическая интерпретация уравнений (5), (6), (7) представлена на рис. 1. Из графических зависимостей видно, что с увеличением рабочей скорости движения комбайна V_k потери зерна P_3 возрастают. Данные потери можно уменьшить за счет снижения соломистости хлебной массы $P_3 = f(\delta_c)$, посредством увеличения высоты среза стеблей продуктивных растений, а это повышение высоты стерни $h_{ст}$, которая описывается уравнением (5).

Зависимости рис. 1 свидетельствуют о том, что потери зерна за комбайном P_3 при рабочих скоростях более 2,0 м/с можно уменьшить за счет снижения соломистости хлебной массы δ_c . Из рис. 1 видно, что при коэффициенте соломистости хлебной массы δ_c , равном 0,560, что соответствует высоте стерни зерновых (0,20–0,25 м), потери зерна за комбайном снижаются незначительно. В связи с чем высоту стерни, равную 0,20–0,25 м, можно рассматривать как $H_{дст}$ при формировании высоко-

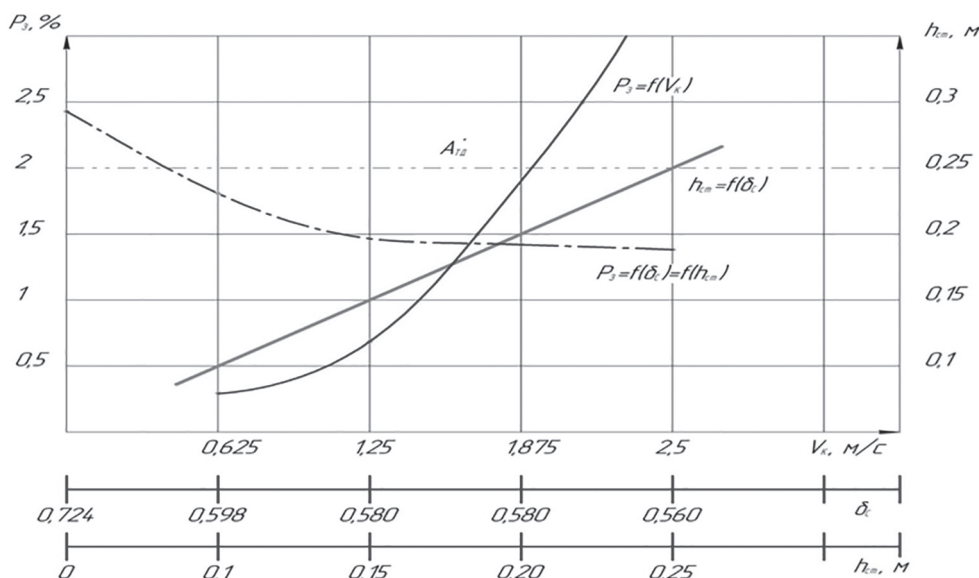


Рис. 1. Изменение потерь зерна P_3 за комбайном в зависимости от рабочей скорости движения комбайна V_k и коэффициента соломистости хлебной массы δ_c ($A_{д}^*$ – агро-технически допустимые потери зерна за комбайном)

стерневой кулисы в колесе комбайна во время уборки зерновых культур прямым комбайнированием.

При прямом комбайнировании зерновых культур рабочую скорость движения V_k машины определяют не только из условия обеспечения рациональной загрузки молотилки, но и исходя из обеспечения требуемого качества скашивания зерновых, от которого зависят потери зерна за жаткой.

Исходя из данного условия, А.П. Тарасенко [11] определил, что допустимая рабочая скорость движения комбайна равна:

$$V_k = \frac{n \cdot S}{45 \cdot t_c} \left(h' + \sqrt{H_{дст}^2 + H_0^2} \pm H_0 \operatorname{tg} v \right), \quad (8)$$

где n – частота вращения вала привода ножа, c^{-1} ; S – ход ножа, м; t_c – шаг расстановки сегментов, м; h' – высота сегмента, м; $H_{дст}$ – максимально допустимая высота среза, м; зависит от высоты стеблестоя зерновых, потерь зерна за жаткой, обеспечения снегозадержания стерней; H_0 – высота установки ножа, м; v – угол наклона стеблей до среза, град.

Примем допущение в исследованиях, что $v = 0$, тогда $H_0 \operatorname{tg} v = 0$.

В результате выражение (8) примет вид:

$$V_k = \frac{nS}{45t_c} \left(h' + \sqrt{H_{дст}^2 + H_0^2} \right). \quad (9)$$

На основании выражения (9) после всех преобразований получим, что:

$$H_{дст} = \sqrt{\left(\frac{45t_c V_k}{nS} - 1 \right)^2 - H_0^2}. \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что посредством изменения параметров (n, S, t_c) режущего аппарата жатки и рабочей скорости движения комбайна V_k можно изменить максимально допустимую высоту среза, а следовательно, и высоту стерни. С учетом зависимости (4) выражение (10) примет вид:

$$H_{дст} = \sqrt{\left[\left(\frac{45t_c}{nS} \right) \cdot \frac{0,6q_n \left(1 + \frac{1-\varepsilon}{\delta_c + \varepsilon} \right) \chi}{B_{ж} y_3 \left(1 + \frac{1}{\delta_c} \right)} \right] - H_0^2}. \quad (11)$$

Из выражения (11) следует, что максимально допустимая высота среза стеблепродуктивных растений $H_{дст}$ может быть уменьшена за счет (n, S, t_c) и H_0 – высоты установки режущего аппарата либо посредством применения дополнительного технического устройства для срезания стеблей стерни.

При уборке зерновых культур прямым комбайнированием с образованием высокостерневой кулисы в колесе комбайна на участках $B_{нс}$ (рис. 2) жатки комбайна, где образуется стерня нормальной высоты среза стеблей, $H_{дст}$ можно рассматривать как сумму двух составляющих: $h_{ст}^н$ – высота стерни нормального среза стеблей ($h_{ст}^н = 0,10 \dots 0,12$) и h – часть высоты стерни удаляемой дополнительным техническим устройством жатки во время скашивания зерновых культур.

Тогда исходя из данного условия величину $H_{дст}$ для участков $B_{нс}$ ширины захвата жатки можно записать так:

$$h_{ст}^н + h = \sqrt{\left[\left(\frac{45t_c}{nS} \right) \cdot \frac{0,6q_n \left(1 + \frac{1-\varepsilon}{\delta_c + \varepsilon} \right) \chi}{B_{ж} y_3 \left(1 + \frac{1}{\delta_c} \right)} \right] - H_0^2}$$

или

$$h = \sqrt{\left[\left(\frac{45t_c}{nS} \right) \cdot \frac{0,6q_n \left(1 + \frac{1-\varepsilon}{\delta_c + \varepsilon} \right) \chi}{B_{ж} y_3 \left(1 + \frac{1}{\delta_c} \right)} \right] - H_0^2 - h_{ст}^н}. \quad (12)$$

Из выражения (12) следует, что при $H_0 = \text{const}$ и $h_{ст}^н = \text{const}$ удаляемая часть высоты

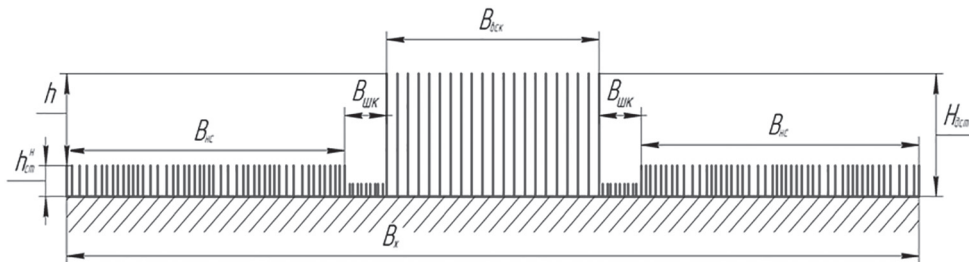


Рис. 2. Схема дифференциации высоты стерни при прямом комбайнировании зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колесе комбайна

h стерни дополнительным режущим аппаратом на участках B_{nc} ширины захвата жатки (рис. 2) зависит как от параметров режущего аппарата, так и от комбайна.

Составляющая V_k выражения (10) при прямом комбайнировании зерновых культур ограничивается и требованиями по потерям зерна за жаткой, которые образуются от воздействия рабочих органов мотовила. По данным работы [11] скорость движения комбайна:

$$V_k = \frac{V_B}{\sqrt{2l_3 \left[\frac{(\lambda-1)^2}{(l_{ct}-H_0-l_m)^2} (l_{ct}-H_0) + \frac{l_{ct} \left(\frac{\pi^2 \cdot \beta^2}{4} + 1 \right)}{H_0(l_{ct}-H_0)} \right]}}, \quad (13)$$

где V_B – скорость воздействия рабочих органов мотовила жатки, при которой начинается выделение зерна из колоса, м/с; l_3 – длина зерновки, м; λ – кинематический режим работы мотовила, соотношение $\lambda = V_m/V_k$; l_{ct} – высота стеблестоя зерновых культур, м; l_m – высота установки граблины мотовила, м; β – коэффициент, характеризует соотношение между скоростью ножа режущего аппарата V_n и рабочей скоростью движения комбайна V_k , то есть $\beta = V_n/V_k$. Величина $\beta = 0,31-1,6$ [11].

Из уравнения (13) следует, что допустимая скорость движения комбайна V_k зависит от агробиологических характеристик зерновых культур l_{ct} , высоты установки ножа H_0 и параметров λ и β .

Далее величину рабочей скорости движения комбайна V_k из выражения (13) подставим в уравнение (10) и определим взаимосвязь между максимально допустимой высотой среза $H_{дст}$, а следовательно, и высотой стерни, и параметрами (λ, l_{ct}, H_0) .

В общем виде уравнение примет вид:

$$H_{дст} = \sqrt{\left(\frac{45t_c}{nS} \right) \times \frac{V_B}{2l_3 \left[\frac{(\lambda-1)^2}{(l_{ct}-H_0-l_m)^2} (l_{ct}-H_0) + \frac{l_{ct} \left(\frac{\pi^2 \beta^2}{4} + 1 \right)}{H_0(l_{ct}-H_0)} \right]} - H_0^2}.$$

Тогда исходя из вышеизложенного для прямого комбайнирования зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колее комбайна должно выполняться неравенство:

– при длине стеблестоя l_{ct} до 0,8 м:

$$H_{дст} \leq (0,20...0,25);$$

– при длине стеблестоя l_{ct} более 0,8 м:

$$H_{дст} \leq (0,20...0,35).$$

При уборке зерновых культур прямым комбайнированием соломистость хлебной массы изменяется по выражению:

$$\delta_c = \frac{20,6 q_n \sqrt{2l_3 \left[\frac{(\lambda-1)^2}{(l_{ct}-H_0-l_m)^2} \times \frac{l_{ct} \left(\frac{\pi^2 \beta^2}{4} + 1 \right)}{H_0(l_{ct}-H_0)} \right]}}{V_B B_{ж} U_3}. \quad (14)$$

Из выражения (14) видно, что соломистость хлебной массы при прямом комбайнировании зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колее прямо пропорциональна пропускной способности молотилки комбайна, параметрам и режимам работы жатки и обратно пропорциональна скорости воздействия рабочих органов на колос, ширине захвата жатки и урожайности зерновых культур.

В ходе теоретических изысканий установлено, что потери зерна за комбайном (P_3 , %) в зависимости от соломистости хлебной массы описываются уравнением:

$$P_3 = -a_2 \delta_c^2 + v_2 \delta_c - c_2, \quad (15)$$

где δ_c – коэффициент, характеризующий соломистость хлебной массы, $\delta_c \in (0,56...0,724)$; a_2, v_2, c_2 – коэффициенты пропорциональности, определяемые на основе опытных данных, $a_2 = 32,718$; $v_2 = 48,672$; $c_2 = 15,687$.

При этом потери зерна за комбайном (P_3 , %) в зависимости от высоты стерни при прямом комбайнировании зерновых культур равны:

$$P_3 = a_1 h_{ct} - v_1, \quad (16)$$

где h_{ct} – высота стерни зерновых культур, $h_{ct} \in (0,10...0,40)$ м; a_1, v_1 – коэффициенты пропорциональности, определяемые на основе опытных данных, $a_1 = 2,311$; $v_1 = 0,039$.

На основе уравнений (15) и (16) можно записать систему вида:

$$\begin{cases} P_3 = -a_2 \delta_c^2 + b_2 \delta_c - c_2; \\ P_3 = a_1 h_{ct} - b_1. \end{cases} \quad (17)$$

Совместное решение уравнений системы (17) даст решение вида $h_{ct} = f(\delta_c)$, то есть:

$$h_{ct} = \frac{-a_2 \delta_c^2 + b_2 \delta_c - c_2}{a_1}.$$

Выражение показывает, что высота стерни h_{ct} зерновых культур при их прямом комбайнировании в зависимости от соломистости хлебной массы, которая определяется, прежде всего, высотой скашивания, изменяется по уравнению 2-го порядка.

Выводы

В результате теоретических изысканий получены аналитические зависимости, которые раскрывают взаимосвязь между параметрами и режимами работы жатки и комбайна при уборке зерновых культур прямым комбайнированием с образованием высокостерневой кулисы в колесе. Установлена закономерность, описывающая образование стерни зерновых культур с максимально допустимой высотой. При этом раскрыта взаимосвязь между потерями зерна за комбайном и высотой стерни зерновых культур и соломистостью хлебной массы.

Выявленные закономерности свидетельствуют о сложном характере протекания процесса уборки зерновых культур с образованием высокостерневой кулисы в колесе комбайна.

Литература

1. Ловчиков А.П., Ловчиков В.П., Поздеев Е.А. Биологизация земледелия в ресурсосберегающих технологиях возделывания зерновых культур // Международный научно-исследовательский журнал (International Research Journal):1143. 4.2. Екатеринбург. 2016. С. 44–46.
2. Ловчиков А.П. Технико-технологические основы совершенствования зерноуборочных комбайнов с большим молотильным аппаратом. Ульяновск: Зебра, 2016. 111 с.
3. Ловчиков А.П., Ловчиков В.П., Иксанов С.Ш., Корытко А.В., Косов П.А. К обоснованию сроков уборки зерновых культур и технической оснащенности уборочного процесса в технологии производства кормового зерна // Вестник КрасГАУ. 2012. № 9. С. 177–182.
4. Ловчиков А.П., Ловчиков В.П., Иксанов Ш.С. Методический подход к разработке процесса прямого комбайнирования зерновых культур с двойным срезом стеблей // Известия ОГАУ. 2015. № 1. С. 117–119.
5. Жалнин Э.В. Презентация лекций по теоретическим и прикладным проблемам механизации сельскохозяйственного производства. М.: Алматы, 2011. 216 с.
6. Орманджи В.С. Уборка колосовых культур в сложных условиях. М.: Россельхозиздат, 1985. 145 с.
7. Ловчиков А.П., Ловчиков В.П., Иксанов Ш.С. Теоретический аспект технологического процесса прямого комбайнирования зерновых культур с двойным срезом стеблей // Известия ОГАУ. 2015. № 3 (53). С. 92–95.
8. Иксанов Ш.С. Повышение эффективности прямого комбайнирования зерновых культур на примере комбайна РСМ–01 «Вектор 410» в условиях Челябинской области: автореф. ... канд. техн. наук. Оренбург, 2016. 22 с.
9. Иксанов Ш.С. Повышение эффективности прямого комбайнирования зерновых культур на примере комбайна РСМ–101 «Вектор-410» в условиях Челябинской области: дис. ... канд. техн. наук. Оренбург, 2016. 42 с.
10. Stokman W. And Hers und Nieren untersich DLG Mitteilungen. 1986. Jd. 101. № 17. P. 955 – 956.
11. Тарасенко А.П. Повышение производительности зерноуборочных машин. Воронеж: ВСХИ, 1977. 85 с.

References

1. Lovchikov A.P., Lovchikov V.P., Pozdeev E.A. Biologization of agriculture in resource-saving technologies of cultivation of grain crops. Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal (International Research Journal):1143. 4.2. Ekaterinburg. 2016, pp. 44–46 (in Russ.).
2. Lovchikov A.P. Tekhniko-tekhnologicheskie osnovy sovershenstvovaniya zernouborochnykh kombaynov s bol'shim molotil'nym apparatom [Technical and technological basis for improving grain harvesters with a large threshing machine]. Ul'yanovsk: Zebra Publ., 2016. 111 p.
3. Lovchikov A.P., Lovchikov V.P., Iksanov S.Sh., Korytko A.V., Kosov P.A. Justification of the timing of harvesting of grain crops and the technical equipment of the harvesting process in the technology of production of feed grain. Vestnik KrasGAU. 2012. No 9, pp. 177–182 (in Russ.).
4. Lovchikov A.P., Lovchikov V.P., Iksanov Sh.S. Methodical approach to the development of the pro-

- cess of direct combining of cereals with a double cut of stems. *Izvestiya OGAU*. 2015. No 1, pp. 117–119 (in Russ.).
5. Zhalnin E.V. *Prezentatsiya lektsiy po teoreticheskim i prikladnym problemam mekhanizatsii sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva* [Presentation of lectures on theoretical and applied problems of mechanization of agricultural production]. Moscow: Almaty Publ., 2011. 216 p.
 6. Ormandzhi V.S. *Uborka kolosovykh kul'tur v slozhnykh usloviyakh* [Harvesting of crops under difficult conditions]. Moscow: Rossel'khozizdat Publ., 1985. 145 p.
 7. Lovchikov A.P., Lovchikov V.P., Iksanov Sh.S. The theoretical aspect of the technological process of direct combining of cereals with a double cut of stalks. *Izvestiya OGAU*. 2015. No 3 (53), pp. 92–95 (in Russ.).
 8. Iksanov Sh.S. *Povyshenie effektivnosti pryamogo kombaynirovaniya zernovykh kul'tur na primere kombayna RSM-01 «Vektor 410» v usloviyakh Chelyabinskoy oblasti: avtoref. ... kand. tekhn. nauk* [Increase in the efficiency of direct harvesting of cereals by the example of the RSM-01 «Vector 410» combine in the Chelyabinsk Region: abstract for dissertation on scientific degree of Candidate for Technical Sciences]. Orenburg, 2016. 22 p.
 9. Iksanov Sh.S. *Povyshenie effektivnosti pryamogo kombaynirovaniya zernovykh kul'tur na primere kombayna RSM-101 «Vektor-410» v usloviyakh Chelyabinskoy oblasti: dis. ... kand. tekhn. Nauk* [Increase in the efficiency of direct harvesting of cereals by the example of the RSM-101 “Vector-410” combine in the Chelyabinsk region: abstract for dissertation on scientific degree of Candidate for Technical Sciences]. Orenburg, 2016. 42 p.
 10. Stokman W. And Hers und Nieren untersich DLG Mitteilungen. 1986. Jd. 101. № 17. P. 955 – 956.
 11. Tarasenko A.P. *Povyshenie proizvoditel'nosti zernouborochnykh mashin* [Increasing the productivity of grain harvesters]. Voronezh: VSKhI Publ., 1977. 85 p.

ИННОВАЦИОННЫЙ УНИВЕРСАЛЬНЫЙ КОНУСНЫЙ ВЫСЕВАЮЩИЙ АППАРАТ

INNOVATIVE UNIVERSAL CONE SEEDER

Н.Е. РУДЕНКО, д.с.-х.н.
Е.В. КУЛАЕВ, к.т.н.
Д.С. КАЛУГИН, к.т.н.
П.А. ПОПОВ

Ставропольский государственный аграрный
университет, Ставрополь, Россия, dnk713@mail.ru

N.E. RUDENKO, DSc in Agriculture
E.V. KULAEV, PhD in Engineering
D.S. KALUGIN, PhD in Engineering
P.A. POPOV

Stavropol State Agrarian University, Stavropol, Russia,
dnk713@mail.ru

Высевающие аппараты зерновых и пропашных сеялок существенно отличаются. Высевающие аппараты зерновых сеялок осуществляют обычный неупорядоченный высев, тогда как пропашные сеялки – точный пунктирный высев с заданными расстояниями между семенами в рядке. Наибольшее распространение для зерновых сеялок получил катушечный высевающий аппарат. Для высева семян разных культур используют катушки с различными по размерам и форме желобками. Катушечные высевающие аппараты осуществляют стесненное перемещение семян, что приводит к механическому воздействию на семена, частичному их повреждению. В пропашных сеялках чаще всего используют пневматические высевающие аппараты. Они предусматривают наличие вентилятора, пневмосистемы, высевающих дисков. К отверстиям высевающих дисков часто присасывается по два-три семени, что усложняет конструкцию и регулировки. Предложен универсальный конусный высевающий аппарат. Он включает усеченный прямой конус, который заканчивается кольцами. Верхнее кольцо соединяется с бункером для семян, на нижнем кольце по всей окружности размещены сквозные ячейки. С торцевой стороны нижнего кольца установлена крышка, часть которой снабжена ободом, закрывающим ячейки. Крышка имеет возможность поворачиваться вокруг горизонтальной оси. Определены конструктивные параметры усеченного прямого конуса: диаметр верхнего основания 55 мм, нижнего 80 мм, угол конуса 9° , длина 80 мм. Рассчитаны параметры сквозных ячеек применительно к высеву семян кукурузы и подсолнечника. Теоретически обоснована критическая частота вращения усеченного прямого конуса. Она составляет 2 с^{-1} . Найдены математические модели, определяющие дозы семян при высеве зерновых и пропашных культур в зависимости от частоты вращения конуса и скорости рабочего движения сеялки. Высевающий аппарат обеспечивает обычный высев семян зерновых колосовых культур и точный – пунктирный пропашных культур. Это единственный универсальный высевающий аппарат.

Ключевые слова: сеялка, универсальный высевающий аппарат, конус, частота вращения, дозы высева, ячейка.

The sowing machines of grain and tilled seeders are significantly different. The sowing machines of grain seeders perform the usual unsettled sowing, while the sowing drills are a precise dotted sowing with given distances between the seeds in a row. The greatest distribution for grain seeders has been a reel sowing machine. The greatest distribution for grain seeders has been a reel sowing machine. For the sowing of seeds of different cultures, coils with different in size and shape grooves are used. Coil sowing machines carry out a cramped movement of seeds, which leads to a mechanical effect on the seeds, partly to their damage. In a row seed drill, pneumatic seeders are most often used. They provide for the presence of a fan, pneumatic system, sowing discs. To the holes of the sowing discs, two or three seeds are often sucked in, which complicates the design and adjustments. A universal cone seeder is proposed. It includes a truncated straight cone, which ends in rings. The upper ring is connected to the seed hopper, and the through ring is placed along the entire circumference of the lower ring. From the front side of the lower ring there is a cover, part of which is provided with a rim, which closes the cells. The cover has the ability to rotate around the horizontal axis. The design parameters of the truncated straight cone are determined: the diameter of the upper base is 55 mm, the lower one is 80 mm, the cone angle is 9° , the length is 80 mm. The parameters of through cells for seeding corn and sunflower seeds are calculated. The critical rotational speed of a truncated straight cone is theoretically justified. It is 2 s^{-1} . Mathematical models are found that determine the dose of seeds during sowing of cereals and tilled crops depending on the frequency of rotation of the cone and the speed of the working movement of the seeder. The sowing device provides the usual sowing of seeds of grain crops and exact – dotted row crops. This is the only universal seeder.

Keywords: seeder, universal seeder, cone, rotational speed, seeding dose, cell.

Введение

В настоящее время для высева семян зерновых колосовых культур (пшеница и др.) и пропашных культур (кукуруза, подсолнечник) используют разные, как по конструкции, так и по технологии, высевочные аппараты.

Для высева зерновых колосовых культур применяются катушечные высевочные аппараты (рис. 1) [1].

Катушка 2 при вращении против часовой стрелки захватывает своими желобками семена и перемещает их в щель между ребрами катушки и клапаном. Затем семена поступают в семяпровод. Перемещение семян осуществляется в стесненном пространстве между корпусом и катушкой, что частично приводит к их повреждению.

Для точного высева семян пропашных культур, как правило, используют пневматические высевочные аппараты, включающие вентилятор, пневмопроводы, камеры разрежения и высевочные диски. Для семян каждой пропашной культуры подбирают высевочные диски с определенным диаметром присасывающих отверстий [2]. Однако и при этом к отверстиям присасываются по два-три семени, что потребовало оставить на дисках счищатель лишних семян. Наиболее часто встречаются зубчатые счищатели лишних семян (рис. 2).

Результаты исследований показывают, что коэффициент вариации шага высева существенно превышает требуемые 20 % и достигает 40–60 %. Наблюдаются двойники и пропуски.

При этом, пропашные сеялки – секционные, что увеличивает их материалоемкость, сложность в обслуживании, осуществляется индивидуальная загрузка семенами малоемких бункеров каждой секции. Отсутствие универсального высевочного аппарата не позволяет разработать единую универсальную сеялку.

Цель исследования

Обоснование инновационного технологического и технического решения универсального высевочного аппарата.

Универсальный конусный высевочный аппарат

Для точного высева семян обязательно должно быть наличие присасывающих отверстий или ячеек для западания в них семян. Непрерывный ряд отверстий и ячеек возможен на диске или на цилиндре. Пневматические дисковые высевочные аппараты не обеспечивают

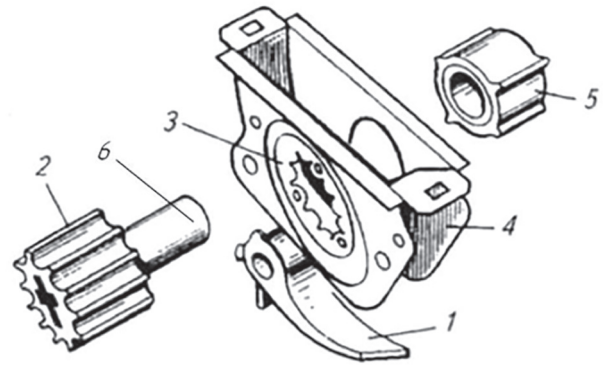


Рис. 1. Катушечный высевочный аппарат:
1 – клапан; 2 – катушка; 3 – розетка;
4 – корпус; 5 – муфта; 6 – вал

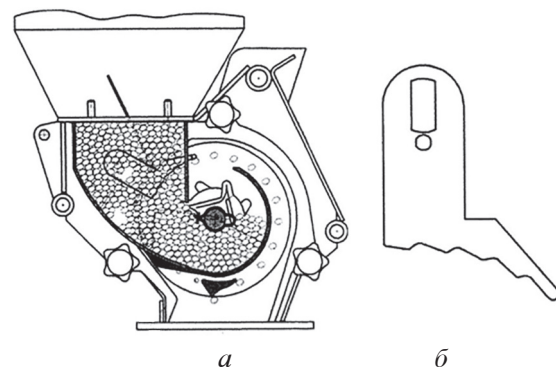


Рис. 2. Пневматический высевочный аппарат пропашной сеялки:
а – общий вид; б – зубчатый счищатель
лишних семян

точность высева. Коэффициент вариации шага высева составляет 40–60 % [3, 4], тогда как по агротехническим требованиям он не должен превышать 20 %. Для перемещения материала нужен угол уклона. Эту функцию обычно выполняет вращающийся конус [5, 6].

Универсальный конусный высевочный аппарат представлен на рис. 3. Обоснованное техническое решение представляет собой усеченный прямой конус 1 (рис. 3, а), который заканчивается кольцами 2 и 3. Верхнее кольцо 3 соединено с бункером для семян 4, имеющим заслонку 5. На нижнем кольце 2 по всей окружности размещены сквозные ячейки 6. Перемычки 7 между ячейками имеют вид треугольника вершиной наружу. С торцевой стороны нижнего кольца установлена крышка 8, часть которой снабжена ободом 9, закрывающим ячейки 6 (см. рис. 3, б). На крышке 8 размещен хвостовик 10 (рис. 3, в), соединенный с сектором 11 (рис. 3, г), закрепленным неподвижно. На секторе 11 имеется криволинейный паз 12.

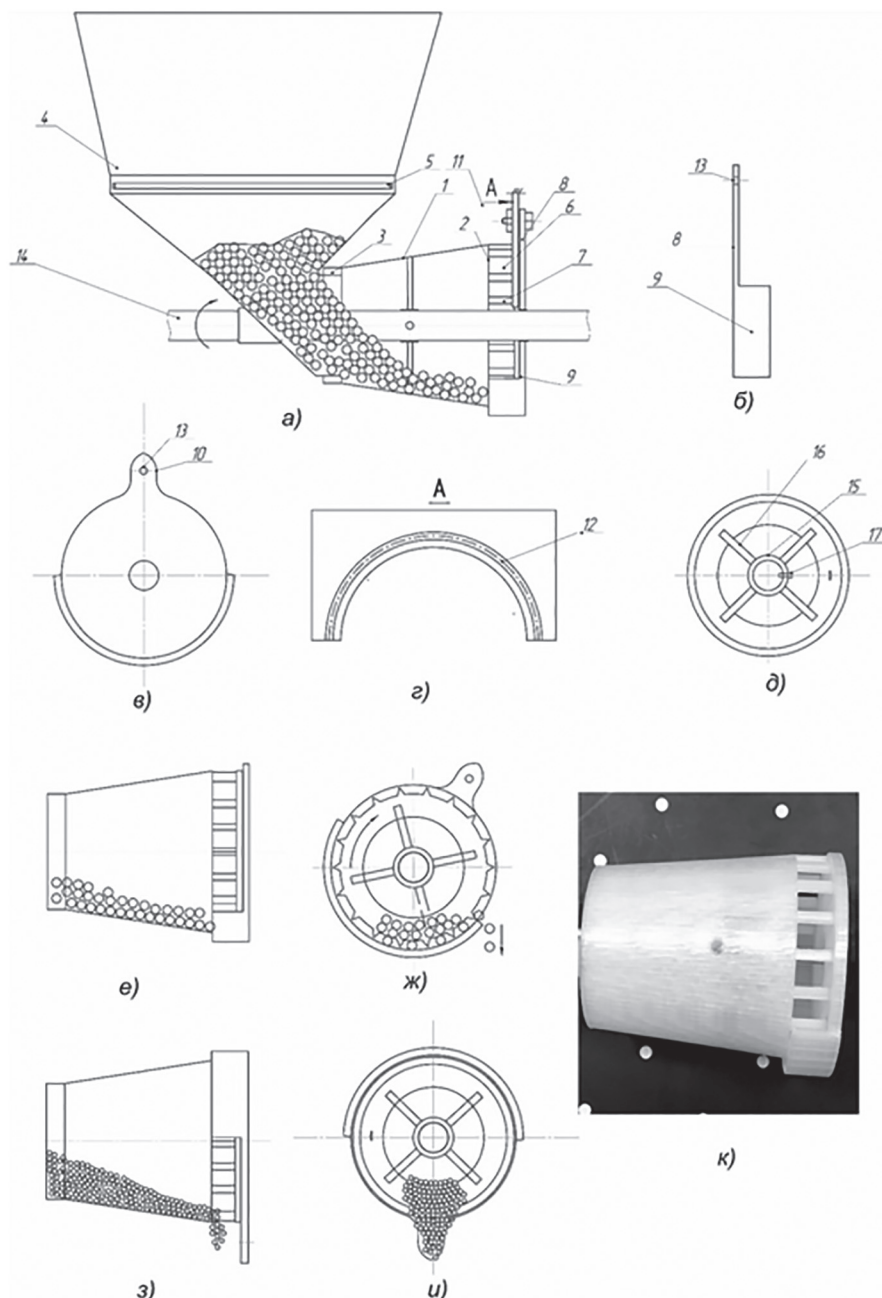


Рис. 3. Схема универсального конусного высевального аппарата:

а – схема работы; *б* – крышка (вид сбоку); *в* – крышка (вид спереди); *г* – сектор с пазом (вид сбоку); *д* – втулка со спицами (вид спереди); *е* – точный высев; *ж* – выход единичных семян; *з* – неупорядоченный высев; *и* – выход семян зерновых культур; *к* – общий вид конуса с крышкой

Отверстие 13 на хвостовике 10 совмещают с криволинейным пазом 12. Крышка 8 при повороте вокруг горизонтальной оси может фиксироваться болтом через отверстие 13 и паз 12. Крышка 8 надета на приводной вал 14. На вал 14 надет также усеченный прямой конус 1. Для этого в центре тяжести усеченного прямого конуса 1 размещена втулка 15 (рис. 3, д) со спицами 16, которая винтом 17 крепится к приводному валу 14. Спицы 16 выполняют еще и функцию ворошилок.

Конструктивные параметры конусного высевального аппарата

Диаметр верхнего основания усеченного прямого конуса 1 (входного отверстия) должен соответствовать условию:

$$D_b \geq 3C_{\max} + d_{\text{пв}},$$

где C_{\max} – максимальная длина семени, мм; $d_{\text{пв}}$ – диаметр приводного вала, мм.

Из пропашных культур берутся наиболее распространенные: кукуруза и подсолнечник.

Проведено определение размеров семян кукурузы и подсолнечника, где a – толщина, b – ширина, c – длина семени. Установлено для кукурузы: $a_{\text{ср}} = 4,0$ мм; $a_{\text{max}} = 5,0$ мм; $b_{\text{ср}} = 7,6$ мм; $b_{\text{max}} = 10$ мм; $c_{\text{ср}} = 10,8$ мм; $C_{\text{max}} = 13$ мм. Для подсолнечника: $a_{\text{ср}} = 3,7$ мм; $a_{\text{max}} = 4,0$ мм; $b_{\text{ср}} = 6,5$ мм; $b_{\text{max}} = 8$ мм; $c_{\text{ср}} = 12,0$ мм; $C_{\text{max}} = 13$ мм.

Исходя из этого, $C_{\text{max}} = 13$ мм. Диаметр приводного вала $d_{\text{пв}} = 15$ мм. Отсюда $D_{\text{в}} \geq 54$ мм.

У пропашных сеялок типа СУПН-8А используют высевочные диски с количеством присасывающих отверстий K_0 , равным 14 и 21.

По аналогии принимают среднее значение количества ячеек b на нижнем кольце 2 (рис. 3) $K_0 = 18$.

Ширина $b_{\text{я}}$ ячеек b (рис. 3) должна равняться максимальному значению ширины семени (кукуруза, подсолнечник):

$$b_{\text{я}} = b_{\text{max}} = 10 \text{ мм},$$

а длина $l_{\text{я}}$ ячейки b равна максимальному значению длины семени:

$$l_{\text{я}} = C_{\text{max}} = 13 \text{ мм}.$$

Суммарная ширина ячейки и перемычки: $\text{Ш} = b_{\text{я}} + \text{Ш}_{\text{п}} = 10 + 4 = 14$ мм.

С учетом этого, диаметр нижнего основания усеченного прямого конуса l :

$$D_{\text{н}} = \frac{\text{Ш} K_{\text{я}}}{\pi};$$

Получено: $D_{\text{н}} = 80$ мм.

Длину L усеченного прямого конуса l определяют по следующей зависимости:

$$L \geq \frac{r}{\text{tg}\beta} + 3C_{\text{max}},$$

где r – радиус верхнего основания, мм; β – угол естественного откоса семян, град.

Для пшеницы $\beta = 35^\circ$. Тогда $L = 80$ мм.

Угол между образующей усеченного прямого конуса l и горизонталью (угол конуса):

$$\text{tg}\alpha_{\text{к}} = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{в}}}{2L}; \alpha_{\text{к}} = 9^\circ.$$

Ширина обода 9 крышки 8 :

$$\text{Ш}_0 = l_{\text{я}} + \Delta_{\text{н}} + \Delta_3,$$

где $\Delta_{\text{н}}$ – толщина обода кольца с ячейками, мм; Δ_3 – зазор между крышкой и нижним основанием, мм. Тогда $\text{Ш}_0 = 18$ мм.

Частота вращения $n_{\text{кр}}$ усеченного прямого конуса, при которой прекращается движение

вдоль горизонтальной оси семян, называется критической (с^{-1}). Это происходит при условии, когда:

$$m(2\pi n_{\text{кр}})^2 \frac{D_{\text{н}}}{2} = mg.$$

После преобразования и упрощения данной зависимости:

$$n_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2g}{4\pi^2 D}} = 2,5 \text{ с}^{-1}.$$

Максимальная рабочая частота вращения усеченного прямого конуса l :

$$n_{\text{max}} = 0,8 n_{\text{кр}} = 2 \text{ с}^{-1}.$$

Следовательно, необходимо работать при частоте вращения, не превышающей 2 с^{-1} (120 мин^{-1}).

Обеспечение точного пунктирного высева семян

Количество высеваемых семян на одном погонном метре (шт/м) определяется по выражению:

$$q_{\text{м}} = \frac{K_{\text{я}} n}{V},$$

а на одном гектаре (шт/га):

$$q_{\text{га}} = \frac{10^4 K_{\text{я}} n}{V B_{\text{м}}},$$

где V – скорость рабочего движения сеялки, м/с; n – частота вращения усеченного прямого конуса, с^{-1} ; $B_{\text{м}}$ – ширина междурядий, м.

Отсюда частота вращения усеченного прямого конуса, необходимая для высева требуемого количества семян на гектаре:

$$n = \frac{q_{\text{га}} V B_{\text{м}}}{10^4 K_{\text{я}}}.$$

Обеспечение обычного (неупорядоченного) высева семян

Его применяют при высеве семян зерновых колосовых культур (пшеница, ячмень, рожь).

Высевочный аппарат должен высевать дозу семян Q , соответствующую норме высева, кг/га.

Дозу высева семян определяют по формуле:

$$Q = \pi D_{\text{н}} \frac{R_{\text{н}}^2}{2V} \left(\frac{\pi\phi}{90} - \sin 2\phi \right) \rho n \frac{10^4}{\cos\alpha_{\text{к}} B_{\text{м}}},$$

где ϕ – угол трения семян по поверхности корпуса, град; ρ – насыпная плотность семян, кг/м^3 .

Например, при $V = 3 \frac{м}{с}$; $\varphi = 19^\circ$, $\rho = 800$ кг/м³, $n = 1 \text{ с}^{-1}$, $V_m = 0,15$ м получим, что $Q = 178$ кг/га. При частоте вращения конуса $n = 2 \text{ с}^{-1}$ получим, что $Q = 356$ кг/га.

Для регулирования дозы высева помимо частоты вращения усеченного прямого конуса I можно использовать скорость рабочего движения посевного агрегата V_n .

Так, при $V_n = 2$ м/с, $n = 2 \text{ с}^{-1}$ получим $Q = 480$ кг/га.

Операции с подбором частоты вращения усеченного прямого конуса удобно осуществлять с использованием графика (см. рис. 4).

Технологический процесс работы универсального конусного высевающего аппарата осуществляем следующим образом.

При точном высеве крышку 8 поворачивают вокруг горизонтальной оси и устанавливают обрез обода 9 под углом к горизонтальной плоскости, равным или незначительно превышающим угол $\varphi_в$ внутреннего трения семян. Например, для семян кукурузы $\varphi_в = 20^\circ$.

В процессе работы семена из бункера 4 попадают в усеченный прямой конус I . За счет сил трения семян о поверхность конуса I и наклона стенки конуса при вращении они перемещаются вдоль горизонтальной оси и достигают кольца 2 с ячейками 6 . Семена 18 западают в ячейки 6 и удерживаются от выпадания ободом 9 крышки 8 (см. рис. 3, *е*). При подходе к обрезу обода 9 в ячейках остаются по одному семени, а остальные, лежащие на них, осыпаются под собственным весом. Семена оставшиеся в ячейках выпадают через обрез обода 9 (см. рис. 3, *ж*) в семяпровод.

Толщина стенки усеченного прямого конуса составляет 0,6 толщины семени. Это обеспе-

чивает захват перемычкой 7 только одного семени. Кроме того, перемычка 7 имеет вид треугольника, расположенного вершиной наружу. Это позволяет при выпадении семени не захватывать его и поднимать, а сбрасывать по наклонной стороне треугольника.

За счет самоосыпания семян при заполнении ячеек, а не принудительной очистки, как это осуществляется сейчас в сеялках точного высева, исключается их повреждаемость.

При высеве, например, семян пшеницы крышку 8 поворачивают вокруг горизонтальной оси хвостовиком 10 до тех пор, пока обод 9 окажется в верхнем положении; нижняя часть кольца 2 становится свободной (см. рис. 3, *з*), обод ее не закрывает. Семена при вращении усеченного прямого конуса I стекают с него, попадая в семяпровод 19 (см. рис. 3, *и*). Дозу регулируют частотой вращения усеченного прямого конуса I .

В процессе перемещения спицы 16 ворошат семена, не давая возможности им сгруппировываться в комочки.

Количество подаваемых семян в усеченный прямой конус I регулируют заслонкой 5 [7].

Высевающий аппарат имеет небольшие размеры и прост по конструкции (см. рис. 3, *к*). Его очень удобно изготавливать с использованием аддитивных технологий.

Закключение

Предлагаемый конусный высевающий аппарат является единственным в мире аппаратом, обеспечивающим высева семян как зерновых колосовых, так и пропашных культур. Это позволит исключить из производства нетехнологичные секционные пропашные сеялки, оснащенные в большинстве своем компресси-

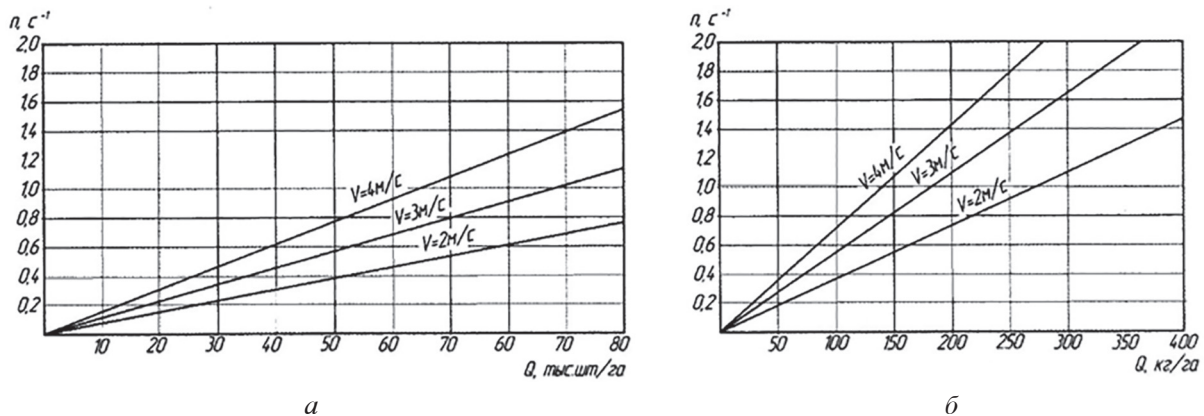


Рис. 4. Зависимость частоты вращения усеченного прямого конуса:

а – от требуемого количества высеваемых семян пропашных культур; *б* – от дозы высева зерновых культур

рами, пневматическими высевочными аппаратами со счищателями лишнего присосавшихся семян, небольшими по объему бункерами для семян.

Литература

1. Рекомендации по машинному обеспечению технологии возделывания и уборки основных сельскохозяйственных культур. Новокубанск: КубНИИТиМ, 2015. С. 24–27.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1994. 751 с.
3. Руденко Н.Е. Сеялки для посева семян пропашных культур. Ставрополь: АГРУС, 2005. 72 с.
4. Бондаренко П.А., Руднев А.В., Кочемасов А.В. Результаты испытаний пропашных сеялок на посеве подсолнечника // Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК: сборник научных статей. Ставрополь: АГРУС, 2015. С. 54–56.
5. Руденко Н.Е., Кулаев Е.В. Высевочный аппарат сеялки: патент на полезную модель 239974, Российская Федерация. Опубликовано 20.11.2004. Бюл. № 32.
6. Руденко Н.Е., Кулаев Е.В. Высевочный аппарат пропашной сеялки: патент на изобретение 2294080, Российская Федерация. Опубликовано 27.02.2007. Бюл. № 6.
7. Хесслин Р., Леккер Ф. Механизация овощеводства открытого грунта. Перевод с немецкого Н.Ф. Розова. М.: Колос, 1969. 149 с.

References

1. Recommendations on the machinery for the technology of cultivation and harvesting of basic crops. Novokubansk: KubNIITiM Publ., 2015, pp. 24–27.
2. Klenin N.I., Sakun V.A. Sel'skokhozyaystvennyye i meliorativnyye mashiny [Agricultural and meliorative machines]. Moscow: Kolos Publ., 1994. 751 p.
3. Rudenko N.E. Seyalki dlya poseva semyan propashnykh kul'tur [Seed drills for sowing of row crops]. Stavropol': AGRUS Publ., 2005. 72 p.
4. Bondarenko P.A., Rudnev A.V., Kochemasov A.V. Results of tests of row seeders on sowing sunflower. Aktual'nye problemy nauchno tekhnicheskogo progressa v APK: sbornik nauchnykh statey [Actual problems of scientific and technological progress in agribusiness: a collection of scientific articles]. Stavropol': AGRUS Publ., 2015, pp. 54–56.
5. Rudenko N.E., Kulaev E.V. Vysevayushchiy apparat seyalki [Seeding machine]: patent na poleznuyu model'. No 239974, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.11.2004. Byul. No 32.
6. Rudenko N.E., Kulaev E.V. Vysevayushchiy apparat propashnoy seyalki [Sowing machine of a row seeder]: patent na izobretenie. No 2294080, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.02.2007. Byul. No 6.
7. Khesslin R., Lekker F. Mekhanizatsiya ovoshchevodstva otkrytogo grunta [Mechanization of open vegetable growing]. Perevod s nemetskogo N.F. Rozova. Moscow: Kolos Publ., 1969. 149 p.

