



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

3•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 | |
|---|--|----|
| Апелинский Д.В., Гусаров В.В., Фомин В.М. Исследование возможностей снижения расхода топлива на режимах холостого хода газового двигателя, разработанного на базе дизеля | Apelinskiy D.V., Gusarov V.V., Fomin V.M. The study of possibilities for reducing fuel consumption for natural gas engine based on diesel at idle speed | 3 |
| ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ | THEORY, DESIGN, TESTING | |
| Алендеев Е.М., Крючков В.А. Варианты организации двухпарных переключений передач на тракторах | Alendeev E.M., Kryuchkov V.A. Variants of two-couple gear shifting organization on tractors | 10 |
| Коптилов В.И. Радиус качения колеса с упругой шиной | Koptilov V.I. Wheel rolling radius with elastic tire | 19 |
| Федоткин Р.С., Крючков В.А., Бейненсон В.Д., Парфенов В.Л. Методика проектирования ведущих колес цепочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин | Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Beynenson V.D., Parfenov V.L. Design method of pin engagement drive sprockets with rubber-reinforced tracks of traction and transportation vehicles | 24 |
| АГРОСЕРВИС | AGRICULTURAL SERVICE | |
| Мельников А.С., Билык О.В., Ки-Йонг Чой, Мельников А.А. Тормоз передних ведущих колес трактора «Беларус» | Mel'nikov A.S., Bilyk O.V., Choy Ki-Yong, Mel'nikov A.A. Brake of the front drive wheels of the tractor «Belarus» | 33 |
| ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА | ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING | |
| Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Юркин А.П., Алатырев А.С. Обоснование конструкции и параметров приспособления для бережной отгрузки кочанов капусты при машинной уборке | Alatyrev S.S., Cruchinkina I.S., Yurkin A.P., Alatyrev A.S. The estimation of construction and parameters for careful loading of cabbage heads by machine-harvesting | 41 |
| Шварц А.А., Беседин Б.П. Обоснование формы лопаток рабочего органа разбрасывателя гранулированных удобрений | Shwartz A.A., Besedin B.P. Feasibility of the granular fertilizer distributor's blade form | 45 |
| КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ | QUALITY, RELIABILITY | |
| Леонов О.А., Вергазова Ю.Г., Антонова У.Ю. Целесообразность применения зависимого допуска соосности при изготовлении и ремонте валов | Leonov O.A., Vergazova Yu.G., Antonova U.Yu. The calculation of the dependent tolerance alignment repair shafts gear boxes | 50 |
| Поддубный В.И., Павлюк А.С., Поддубная М.Л. Математическое моделирование управляемого движения колесного машинно-тракторного агрегата | Poddubnyy V.I., Pavlyuk A.S., Poddubnaya M.L. Mathematical modeling of the controlled motion of the wheeled machine-tractor unit | 54 |

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

Подписано в печать 31.03.2017. Формат 60x88/8.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,93. Тираж 500. Заказ № 106.
Отпечатано в типографии издательства Московского Политеха.
115280, Москва, Автозаводская, 16. Тел. (495) 276-33-67.

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.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАЗРАБОТАННОГО НА БАЗЕ ДИЗЕЛЯ

THE STUDY OF POSSIBILITIES FOR REDUCING FUEL CONSUMPTION FOR NATURAL GAS ENGINE BASED ON DIESEL AT IDLE SPEED

Д.В. АПЕЛИНСКИЙ, к.т.н.
В.В. ГУСАРОВ, к.т.н.
В.М. ФОМИН, д.т.н.

Московский политехнический университет, Москва,
 Россия, mixalichDM@mail.ru

D.V. APELINSKIY, PhD in Engineering
V.V. GUSAROV, PhD in Engineering
V.M. FOMIN, DSc in Engineering

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
 mixalichDM@mail.ru

Конвертация дизельных двигателей для работы на газе – важная народнохозяйственная задача. При этом газовая модификация двигателя имеет ряд принципиальных отличий от дизельного: принудительное зажигание вместо самовоспламенения от сжатия; как правило, внешнее смесеобразование вместо внутреннего; количественное регулирование нагрузки – дроссельной заслонкой – вместо качественного. Последнее обстоятельство является одной из главных причин ухудшения экономичности газовой модификации особенно на малых режимах, что объясняется существенным увеличением насосных потерь при уменьшении нагрузки путем дросселирования. Наибольшее значение таких потерь соответствует режиму холостого хода двигателя. Авторы рассмотрели возможность повышения экономичности газовой модификации за счет реализации цикла Миллера, где уменьшение нагрузки достигается за счет регулирования фаз газораспределения – в основном, продолжительности и момента закрытия впускного клапана. В таком случае уменьшение нагрузки достигается без применения дросселирования топливовоздушной смеси. Анализ выполнен расчетным методом, для чего была разработана специальная программа, учитывающая основные физические процессы работы газового двигателя на малых режимах работы. Рассмотрено несколько вариантов улучшения экономичности на малых режимах работы применительно к принятому за прототип двигателю типа КАМАЗ-820.74-300, включая возможность обеднения рабочей смеси, увеличения степени сжатия, регулирования нагрузки только за счет фаз газораспределения. Найдены значения температур и давлений в характерных точках индикаторной диаграммы, а также значения индикаторного коэффициента полезного действия, расхода топлива и других параметров для пяти исследованных вариантов реализации холостого хода. Представлены расчетные индикаторные диаграммы для рабочего процесса по циклу Миллера на холостом ходу. Показан оптимальный вариант, где возможное повышение топливной экономичности на режиме холостого хода составляет 25 % по сравнению с прототипом.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовые двигатели, режим холостого хода, цикл Миллера, экономичность двигателя, насосные потери, фазы газораспределения, регулирование фаз газораспределения.

Diesel-to-natural gas engine conversion is an important economic task. In this modification the gas engine has some fundamental differences from the diesel: forced ignition is replaced by Compression ignition; as a rule, external mixture formation instead internal mixture formation; the quantitative load control using throttle – instead quality load control. The latter is one of the main reasons for the deterioration of the fuel economy of the gas engine especially at low loads, because of the significant increase in pumping losses when reducing the load by throttling. The greatest value of such losses is on the idle speed. The authors considered the possibility of increasing the efficiency of the gas modification due to the implementation of the Miller cycle, where the load reduction is achieved by variable valve timing – mainly the valve Duration and intake valve closing angle. In this case, the load reduction is achieved without the use of throttling the fuel / air mixture. The analysis is performed using a calculation method, which was developed a special program takes into account the main physical processes of the gas engine at low operating conditions. The authors considered several options for improving fuel economy at engine low load operation for the engine KAMAZ-820.74-300, including the possibility of using lean air fuel mixture, increasing the compression ratio, load management using changing valve timing. The authors defined the values of temperature and pressure at characteristic points of the pressure volume diagram, and the values of indicated thermal efficiency of an engine, fuel consumption and other parameters for the five variants of idling. The authors presented the calculated pressure volume diagrams of a Miller cycle at idle. The authors have shown the best option, where possible fuel economy improvement at idle is 25 % compared to the base engine.

Keywords: internal combustion engine, gas engines, idling, Miller's cycle, fuel economy of the engine, pump speed, valve timing, variable valve timing.

Введение

В сфере современного двигателестроения наметилась устойчивая тенденция по расширению применения природного газа в качестве моторного топлива для автотракторных двигателей. В РФ эти работы предусмотрены «Комплексным планом мероприятий по расширению использования природного газа в качестве моторного топлива». В большинстве случаев технология перевода двигателя на питание природным газом реализуется на основе конвертации серийного дизеля в газовый двигатель с внешним смесобразованием и количественным регулированием путем доработки головки блока цилиндров с заменой форсунки на свечу зажигания и оснащения двигателя аппаратурой подачи газа во впускной тракт. Подобная технология конвертации дизеля в газовый двигатель достигается ценой меньших производственных затрат благодаря тому, что не требуется создания новых производственных мощностей по производству собственно газовых двигателей.

Хотя вопросам совершенствования рабочего процесса газовых двигателей, созданных на базе дизелей, посвящено достаточно много исследований, среди них мало работ, относящихся к особенностям рабочих процессов на сверхнизких режимах, включая холостой ход. А между тем в современных условиях эксплуатации транспортно-технологических средств, в том числе и в сфере АПК, существенную долю режимов составляют именно режимы холостого хода.

Поскольку для этих режимов типичны высокие удельные расходы топлива и пониженные экологические качества, то актуальной проблемой современного двигателестроения является дальнейшее совершенствование эксплуатационных экономических и экологических показателей режимов холостого хода. В настоящее время разрабатываются и реально применяются различные методы и средства совершенствования показателей режимов холостого хода. К ним относятся методы и средства совершенствования протекания процессов топливоподачи, совершенствования рабочих процессов на этих режимах и т.д.

Малоизученным в исследовательской практике направлением, связанным с улучшением топливной экономичности газового двигателя на режимах холостого хода, остается направление, которое основано на применении цикла

Миллера. Здесь рабочий процесс реализуется при оптимальном регулировании продолжительности такта впуска путем варьирования углом закрытия впускного клапана. При этом, на сегодняшний день технические средства для текущего изменения момента закрытия клапана общеизвестны и широко используются в современных механизмах газораспределения с изменяемыми фазами газообмена [1].

Цель исследования

Основной целью исследования являлось выявление потенциальных возможностей по повышению топливной экономичности газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300, созданного на базе семейства дизелей КАМАЗ размерности S/D=130/120, на режимах холостого хода.

Методика и результаты исследования

Одна из главных причин пониженной экономичности конвертированного газового двигателя на режимах холостого хода связана с необходимостью реализации количественного способа регулирования. Как известно, при количественном способе регулирования двигателя с использованием дроссельного узла существенно возрастают потери рабочего цикла на осуществление газообмена – насосные потери.

В этой связи представляется целесообразным исследование возможностей уменьшения этих потерь газовых двигателей за счет реализации бездроссельного способа регулирования нагрузкой, который может быть реализован на базе цикла Миллера, предусматривающего возможность варьирования в заданных пределах фазами газораспределения.

В ходе исследования дополнительно изучались вопросы целесообразности применения частично качественного регулирования путем изменения (например, обеднения) качественного состава топливовоздушной смеси. Для газовых двигателей, работающих на природном газе (метане), это представляется оправданным в связи широкими качественными пределами устойчивого горения метано-воздушных топливных смесей. Например, верхняя граница обеднения смеси по коэффициенту избытка воздуха соответствует $\alpha = 1,5$ [2].

Для проведения исследования авторами была разработана специальная программа расчета, позволяющая учитывать реальные физические процессы двигателя, организованные на базе цикла Миллера.

Характер подвода теплоты к рабочему телу (тепловыделение) оценивали на основе модели сгорания, предложенной И.И. Вибс:

$$X_{\varphi} = 1 - e^{-A \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}},$$

где X_{φ} – относительная доля теплоты, выделившейся к моменту поворота коленчатого вала на угол φ после начала горения; A – параметр, учитывающий полноту сгорания цикловой дозы топлива; φ_z – угол поворота коленчатого вала, соответствующий концу горения, m – показатель характера горения.

Процесс наполнения цилиндров свежим зарядом с учетом свойств газообразного топлива и особенностей цикла Миллера оценивали коэффициентом наполнения $\eta_{v\varphi}$ в виде:

$$\eta_{v\varphi} = \eta_{vp} \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_T \cdot \alpha \cdot l_0}\right) \cdot K,$$

где η_{vp} – значение коэффициента наполнения для случая традиционной работы двигателя; ρ_a и ρ_T – плотности воздуха и газового топлива метана соответственно, кг/м³; α – коэффициент избытка воздуха; l_0 – массовый стехиометрический коэффициент газового топлива, кг возд./кг топл.; K – коэффициент, учитывающий уменьшение наполнения цилиндра вследствие изменения угла закрытия впускного клапана: $K = \frac{V_3}{V_a} \leq 1$; V_3 – объем надпоршневого пространства в момент закрытия впускного клапана, м³; V_a – полный объем цилиндра, м³.

На каждом шаге расчета определялись текущие тепловые потери dQ_w за цикл с использованием уравнения Ньютона – Рихмана:

$$dQ_w = k \cdot (T - T_{ct}) \cdot F_{ct} \cdot dt,$$

где k – коэффициент теплоотдачи; T – текущая температура рабочего тела; T_{ct} – температура поверхности теплообмена; F_{ct} – площадь поверхности теплообмена; dt – промежуток времени расчетного шага: $dt = d\varphi \cdot (6 \cdot n)$; $d\varphi$ – задаваемый интервал угла поворота расчетного шага; n – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Заметим, что характерной особенностью режимов холостого хода является высокая доля тепловых потерь через теплообменные поверхности, достигающих 41 % от всей введенной с топливом теплоты, что обусловлено малой частотой вращения. Кроме того, на этих режимах значение коэффициента остаточных газов существенно выше, чем на номинальном

режиме, что связано с особенностями количественного регулирования нагрузки.

Предложенная расчетная программа позволяла определять текущие значения температур, давлений, состав рабочего тела и продуктов сгорания на отдельных этапах протекания рабочего цикла с угловым интервалом в 1° угла поворота коленчатого вала, оценивать основные параметры: индикаторный КПД η_i , среднее индикаторное давление P_i , коэффициент остаточных газов γ_r , оптимальный угол опережения воспламенения $\theta_{зж}^0$, соответствующее максимальной работе исследуемого цикла.

Задание конструктивных параметров осуществляли по данным принятого прототипа – 8-ми цилиндрового газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300 с рабочим объемом 11,76 литра. Расчеты проведены для режима работы, характеризуемого значением среднего индикаторного давления $P_i = 0,135$ МПа при частоте вращения $n = 600$ мин⁻¹, что соответствует параметрам холостого хода прототипа. В качестве основного исходного условия было принято условие идентичности работы циклов для всех нижеприведенных расчетных вариантов организации рабочего процесса двигателя.

Были исследованы следующие пять вариантов организации рабочего процесса газового двигателя на данном режиме работы.

При исследовании *первого варианта* организации рабочего процесса были приняты штатные (заводские) значения коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,0$, степени сжатия $\epsilon_r = 12,0$. Фазы газораспределения приведены в таблице 1. Общая продолжительность угла открытия впускного клапана для этого варианта составляет 235°. В этом случае режим холостого хода обеспечивался за счет соответствующего дросселирования топливовоздушной смеси с помощью традиционной заслонки.

Установлено, что штатный режим работы осуществляется при уровне дросселирования, соответствующем значению давления в цилиндре в начале такта сжатия, т.е. $P_{н,НМТ} = 0,025$ МПа. Величина индикаторного КПД в этом случае соответствовала $\eta_i = 0,263$, а часовой расход газа – $G_r = 3,17$ м³/ч.

В таблице 1 приведены расчетные значения других параметров рабочего процесса для этого варианта: максимальные давление P_z и температура T_z^0 , давление P_b и температура T_b^0 в цилиндре в момент открытия выпускного клапана, коэффициент остаточных газов γ_r ,

доля относительных потерь на осуществление «насосных ходов» L_n %.

Второй вариант организации рабочего процесса газового двигателя отличался от первого значением коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,4$. В этом случае выход на режим холостого хода обеспечивается с использованием количественно-качественного регулирования – частичное уменьшение нагрузки происходит не только за счет дросселирования рабочей смеси, но и за счет ее обеднения. При выборе такого варианта исходили из общих физических представлений о возможностях улучшения экономичности на режимах холостого хода: во-первых, обеднение топливной смеси позволяет уменьшить уровень дросселирования и, соответственно, снизить работу «насосных потерь», во вторых, при этом уменьшаются потери тепла с выпускными газами из-за меньшей теплоемкости продуктов сгорания.

Результаты расчета свидетельствует, что во втором варианте значение индикаторного КПД действительно увеличилось и достигло значения $\eta_i = 0,277$. Соответственно уменьшился и часовой расход газового топлива, который составил $G_r = 3,01$ м³/ч. Основные данные этого режима приведены в таблице 1. Здесь важно заметить, что при увеличении коэффициента избытка воздуха существенно (примерно на 400 °С) уменьшилась максимальная температура цикла T_z^0 , что создает предпосылки для

существенного уменьшения доли токсичных окислов азота в составе выпускных газов [4]. Поэтому во всех последующих вариантах задавали именно эту величину коэффициента избытка воздуха.

В третьем варианте организации рабочего процесса газового двигателя исследовали эффективность применения цикла Миллера для реализации режима холостого хода. Ранее авторами была показана целесообразность такого цикла для прототипа исследуемого двигателя на режимах номинальных нагрузок за счет возможности увеличения степени сжатия до величины $\epsilon_r = 16$ без опасности детонационного сгорания [5]. Поэтому в данном варианте и последующих вариантах исследования задавали именно эту величину геометрической степени сжатия.

Как известно, существует два способа реализации цикла Миллера, их обычно называют «короткое сжатие» и «короткий впуск» [6]. Для наглядности на рисунке 1 представлена графическая иллюстрация фаз газораспределения, используемых в выполненных исследованиях.

В данном варианте исследования было принято, что уменьшение подачи топливовоздушной смеси для снижения нагрузки двигателя осуществляют за счет «укорочения сжатия», т.е. путем увеличения продолжительности открытия впускного клапана. Выявлено, что в этом случае заданный режим холостого хода

Таблица 1

Расчетные параметры для пяти вариантов организации рабочего процесса двигателя типа КАМАЗ-820.74-300 на режиме холостого хода: $n = 600$ мин⁻¹, $P_i = 0,135$ МПа

| Параметры | № варианта | | | | |
|---|------------|-------|--------|-----------|-----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| ϵ_r | 12 | 12 | 16 | 16 | 16 |
| α | 1,00 | 1,40 | 1,40 | 1,40 | 1,40 |
| $\varphi_{вп.от.}^0 / \varphi_{вп.зк.}^0$ | 25/30 | 25/30 | 25/131 | 25/(-128) | 25/(-128) |
| $\varphi_{вып.от.}^0 / \varphi_{вып.зк.}^0$ | 30/30 | 30/30 | 30/30 | 30/30 | 81/30 |
| $P_{ц.НМГ}$, МПа | 0,025 | 0,030 | 0,090 | 0,022 | 0,022 |
| γ_r % | 25,9 | 21,2 | 19,4 | 19,8 | 19,2 |
| P_z , МПа | 1,54 | 1,36 | 1,38 | 1,43 | 1,43 |
| T_z^0 , К | 2432 | 2004 | 1831 | 1922 | 1862 |
| P_b , МПа | 0,064 | 0,061 | 0,053 | 0,055 | 0,090 |
| T_b^0 , К | 837 | 800 | 682 | 713 | 950 |
| L_n , % | 14,9 | 14,6 | 2,3 | 10,0 | 10,6 |
| η_i | 0,263 | 0,277 | 0,322 | 0,318 | 0,330 |
| G_r , м ³ /ч | 3,17 | 3,01 | 2,59 | 2,62 | 2,53 |

реализуется при угле закрытия впускного клапана спустя 131° поворота коленчатого вала после НМТ, так что общая продолжительность его открытия составляет 336° . При этом к моменту начала фактического сжатия в цилиндре остается только небольшая доля топливной смеси, необходимая для организации режима холостого хода. Таким образом, нагрузка регулируется только путем изменения угла закрытия впускного клапана (чем позднее закрывается клапан, тем меньше нагрузка).

Недостатком такого способа регулирования (в сравнении с вариантом «короткого пуска» цикла Миллера) является наличие больших пульсаций топливоздушной смеси через впускные клапаны. В процессе наполнения на ходе поршня от ВМТ до НМТ поступает смесь, соответствующая полному объему цилиндра, а затем при обратном ходе ее большая часть снова выталкивается во впускной коллектор (до момента закрытия впускного клапана). При этом во впускном коллекторе будет постоянно находиться большой объем топливоздушной смеси (равный примерно 75 % рабочего объема цилиндров). Это не только усложнит конструкцию впускного тракта, но и опасно из-за возможного произвольного воспламенения вытесненной смеси. Расчетное значение индикаторного КПД в этом варианте составило $\eta_i = 0,322$, часовой расход газа $G_r = 2,59 \text{ м}^3/\text{ч}$, что лучше, чем в предыдущих вариантах. Фи-

зически причины повышения экономичности в этом варианте (относительно 2-го варианта) объясняются как повышением геометрической степени сжатия, так и уменьшением «насосных потерь». Относительная доля работы насосных ходов характеризуется величиной $L_n = 2,3 \%$, что существенно меньше, чем в предыдущих вариантах. Расчетная индикаторная диаграмма для этого варианта показана на рисунке 2, б.

Можно отметить также и весьма существенное снижение максимальной температуры рабочего цикла в этом варианте ($T_z = 1831 \text{ }^\circ\text{K}$), что, как отмечалось выше, способствует снижению токсичности выпускных газов. Основные расчетные данные приведены в таблице 1.

В четвертом варианте организации рабочего процесса газового двигателя исследовали эффективность модифицированного цикла Миллера, где предусмотрен способ регулирования (уменьшения) нагрузки вплоть до холостого хода путем «укорочения пуска». Установлено, что для реализации заданного режима холостого хода исследуемого двигателя впускной клапан должен быть закрыт на такте впуска за 128° до НМТ при общей продолжительности его открытия всего 77° поворота коленчатого вала (рис. 1). Заметим, что регулирование нагрузки двигателя при реализации этого цикла, как и в предыдущем варианте, осуществляется только путем изменения угла закрытия впускного клапана (чем раньше

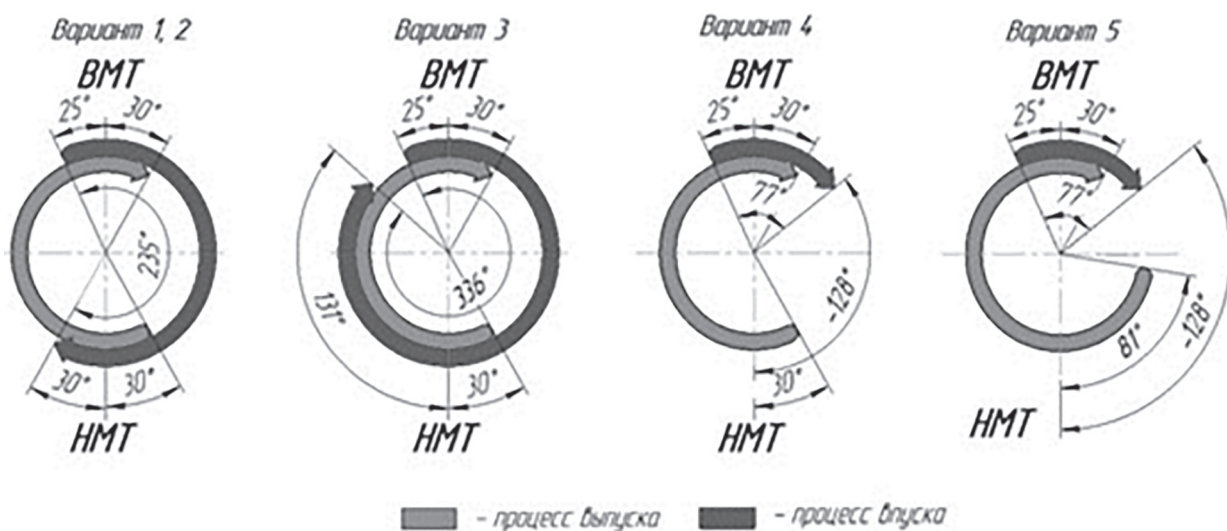


Рис. 1. Фазы газораспределения для принятых вариантов (1–5) организации рабочего процесса газового двигателя на холостом ходу при различных способах регулирования нагрузкой:

- 1, 2 – дроссельной заслонкой; 3 – увеличением продолжительности открытия впускного клапана;
- 4 – уменьшением продолжительности открытия впускного клапана; 5 – уменьшением продолжительности открытия впускного и предварением (ранним) открытием выпускного клапанов

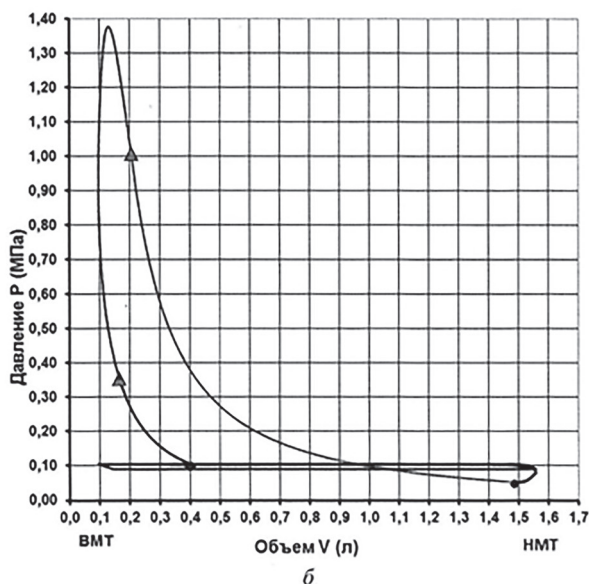
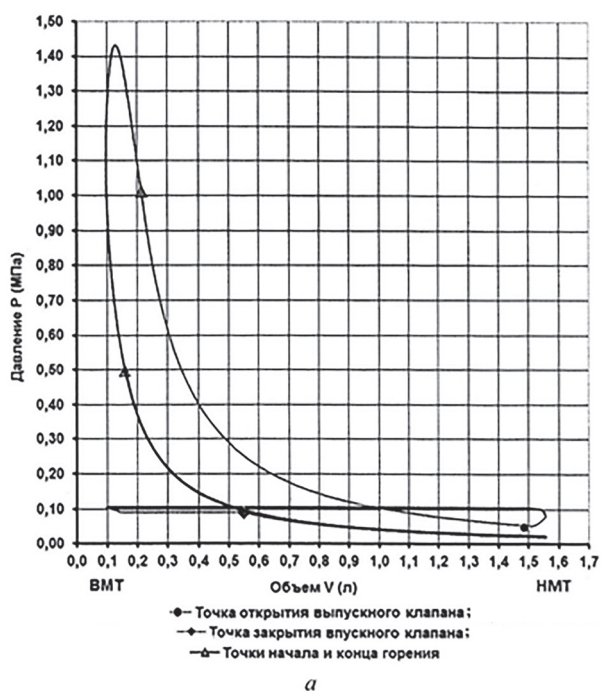


Рис. 2. Индикаторные диаграммы газового двигателя при его работе на режиме холостого хода ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$, $P_i = 0,135 \text{ МПа}$):

- a* – вариант организации рабочего процесса № 4, в котором уменьшение нагрузки осуществляется за счет позднего закрытия впускного клапана;
- б* – вариант организации рабочего процесса № 3, в котором уменьшение нагрузки осуществляется за счет раннего закрытия впускного клапана

закрывается клапан, тем меньше нагрузка). Расчетная индикаторная диаграмма для этого варианта показана на рисунке 2, *a*.

Экономичность режима характеризуется значениями индикаторного КПД $\eta_i = 0,318$ и часового расхода газа $G_r = 2,62 \text{ м}^3/\text{ч}$, что практически аналогично предыдущему варианту.

Преимуществом этого варианта по сравнению с предыдущим является то, что через впускные клапаны за один рабочий цикл проходит в несколько раз меньшее количество рабочей смеси и характер ее движения более равномерный. В целом четвертый вариант представляется более предпочтительным, чем третий, из-за вышеуказанных особенностей процесса наполнения.

Пятый вариант организации рабочего процесса является модификацией четвертого. Здесь учтено, что на заключительном этапе такта расширения, где давление в цилиндре становится меньше атмосферного, работа расширения становится отрицательной, что вызывает дополнительные потери в цикле. Для исключения этих потерь целесообразно в момент, когда давление в цилиндре на такте расширения равно атмосферному, открыть выпускной клапан с целью повышения давления в цилиндре. Заметим, что такая рекомендация относится только к режимам холостого хода, т.к. на других нагрузочных режимах давление в цилиндре на всем такте расширения выше атмосферного.

Установлено, что для условий организации рабочего процесса по циклу Миллера с «укороченным выпуском» выпускной клапан следует открывать за 81° до НМТ ($\varphi_{\text{вып.от.}}^0 = 81^\circ$). Графическая иллюстрация фаз газораспределения для пятого варианта показана на рисунке 1. В этом случае общая продолжительность открытия впускного клапана составляет 77° , выпускного – 291° . Величина индикаторного КПД при этом увеличивается до значения $\eta_i = 0,330$, часовой расход газа снижается – $G_r = 2,53 \text{ м}^3/\text{ч}$. Таким образом, из всех исследованных вариантов организации рабочего процесса газового двигателя пятый вариант обуславливает наиболее высокую топливную экономичность.

Заклучение

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о том, что для повышения топливной экономичности на режимах холостого хода для газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300, созданного на базе семейства дизелей КАМАЗ размерности $S/D = 130/120$, целесообразно применение цикла Миллера, позволяющего наиболее эффективно реализовать этот режим благодаря отсутствию дроссельных потерь. На режиме холостого хода необходимое уменьшение нагрузки обеспечивается путем раннего закрытия

впускного клапана (за 128° до НМТ). Это позволяет в сочетании с обеднением топливовоздушной смеси до значения $\alpha = 1,40$, увеличением степени сжатия до значения $\varepsilon_r = 16$ и ранним открытием выпускного клапана (за 81° до НМТ) уменьшить расход газового топлива на 25 % по сравнению с серийным прототипом. Указанные меры позволяют также снизить максимальную температуру рабочего цикла, что обуславливает снижение токсичности выпускных газов. Реализация этих мер легко осуществима с использованием современных механизмов газораспределения с изменяемыми фазами газообмена. Заметим в этой связи, что применение регулируемых фаз газораспределения тем более целесообразно для газовых двигателей, так как позволяет улучшить их энергоэкономические характеристики также и в широком диапазоне изменения нагрузочных режимов [5].

Результаты исследования могут быть непосредственно использованы для экспериментальной доводки газовых двигателей, создаваемых на базе дизелей семейства КАМАЗ, и в общем виде для других модификаций дизелей, подлежащих конвертированию для работы на газообразном топливе.

Литература

1. URL https://en.wikipedia.org/wiki/Variable_valve_timing.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. др. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV-14 / под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.

3. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатель с количественным бездроссельным регулированием мощности // Автомобильная промышленность. 2014. № 3. С. 4–11.
4. Baulch D.J. et al. High Temperature Reaction Rate Data / D.L. Baulch, D.D. Drusdale, D.D. Horne, A.C. Lloud // Report Univerity of Leeds. 1969. № 4. 58 p.
5. Фомин В.М., Гусаров В.В., Латышев А.П. Метод улучшения показателей работы газового двигателя, созданного на базе дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 1. С. 49–60.
6. URL <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/314770>.

References

1. URL https://en.wikipedia.org/wiki/Variable_valve_timing.
2. Engineering. Encyclopedia. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [The internal combustion engines]. Т. IV-14 / L.V. Sins, N.A. Ivashchenko, V.A. Markov. Under the General editorship of A.A. Alexandrov and N.A. Ivashchenko. Moscow: Mashinostroenie Publ. 2013. 784 p.
3. Ter-Mkrtychyan G.G. The engine with quantitative throttle-free power control. Automobile industry. 2014. No 3, pp. 4–11 (in Russ.).
4. Baulch D. J. et al. High Temperature Reaction Rate Data / D. L. Baulch. Drusdale D. D., D. D. Horne, A. C. Lloud // Report Univerity of Leeds. 1969. № 4. 58 p.
5. Fomin V.M., Gusarov V.V., Latyshev A.P. Method of improving performance of a gas engine based on the diesel. Tractors and agricultural cars. 2017. No. 1, pp. 49–55 (in Russ.).
6. URL <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/314770>.

ВАРИАНТЫ ОРГАНИЗАЦИИ ДВУХПАРНЫХ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЙ ПЕРЕДАЧ НА ТРАКТОРАХ

VARIANTS OF TWO-COUPLE GEAR SHIFTING ORGANIZATION ON TRACTORS

Е.М. АЛЕНДЕЕВ¹, к.т.н.
В.А. КРЮЧКОВ², к.т.н.

¹ ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

² ФГБНУ «ФНАЦ ВИМ», Москва, Россия,
evg9702@gmail.com; smash@list.ru

E.M. ALENDEEV¹, PhD in Engineering
V.A. KRYUCHKOV², PhD in Engineering

¹ Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia

² All-Russian Research Institute of Agricultural Mechanization, Moscow, Russia, evg9702@gmail.com; smash@list.ru

В последние годы в тракторной технике наблюдается тенденция к увеличению транспортных и рабочих скоростей, что также сопровождается и увеличением числа передач в ступенчатых коробках передач. Так в трансмиссиях типа Powershift увеличение числа ступеней достигается введением в конструкцию коробки передач нескольких рабочих диапазонов. При этом включение каждого из диапазонов, как и каждой из передач, осуществляется отдельной фрикционной муфтой, что позволяет организовать переключения без разрыва потока мощности на всем диапазоне скоростей движения трактора. Однако такие решения приводят к появлению переключений передач, требующих одновременного управления давлениями в бустерах сразу четырех фрикционных муфт (двухпарные переключения) – двух муфт передач и двух муфт диапазонов. В статье рассмотрены вопросы организации процесса двухпарного переключения в коробках передач сельскохозяйственных тракторов. Для этого в программной среде Matlab Simulink была разработана математическая модель данного процесса. Моделирование проводилось при условии, что система управления коробкой передач и система управления двигателем имеют возможность обмена данными, которая позволяет в ходе переключения определять действующий момент сопротивления, а также управлять частотой вращения коленвала двигателя. Были смоделированы и сопоставлены по параметрам износа несколько вариантов организации двухпарных переключений, как с низшей передачи на высшую, так и с высшей на низшую. Результаты позволили заключить, что в ходе переключения за счет одновременного буксования высшей муфты передач и высшей муфты диапазонов можно добиться ускоренной синхронизации дисков включаемых фрикционных муфт, аналогичной тому, что и при переключениях с управлением двигателем.

Ключевые слова: трактор, коробка передач, система управления, переключение передач, управление двигателем, фрикционная муфта.

In recent years, we can see trend of increasing tractor transport and operating speeds, which is also accompanied by increasing of gears number in manual transmissions. Increasing of gears number in Powershift transmissions is achieved by using in gearbox construction a few operating ranges. Every range and every gear of such gearboxes are switched by separate friction clutch that gives opportunity to organize gear shifting without power interruption in all tractor speed range. However, such technical solutions lead to appearing gear shifting, requiring of pressure control in four friction clutches at once (two-couple gear shifting): two gear clutches and two range clutches. This article is dedicated to the questions of two-couple gear shifting process organization in agricultural tractor gearboxes. These questions had required to design mathematical model of this process in Matlab Simulink software. Modelling was implemented under conditions that transmission control system and engine control system had opportunity of data exchange between themselves, which allowed to define the load torque value, acting on engine, and to control engine speed. A few variants of two-couple gear shifting up and down organization were modelled and compared in parameters of clutch wear. The modelling results show that simultaneous high gear clutch and high range clutch slipping during gear shifting gives the same oncoming clutches accelerated synchronization as during gear shifting with engine control.

Keywords: tractor, gearbox, control system, gear shifting, engine control, friction clutch.

Введение

В настоящее время в мировом тракторостроении сохраняется практическая необходимость применения механических ступенчатых коробок передач (КП) с использованием двух и более мокрых гидropоджимных фрикционных муфт (ФМ). Как правило, в них переключения передач происходят без разрыва потока мощности за счет соответствующего управления давлениями в бустерах ФМ посредством пропорциональных электрогидравлических клапанов. К таким КП относятся широко применяемые за рубежом КП типа Powershift и упрощенные преселекторные. Причем, несмотря на тенденцию применения преселекторных КП на сельскохозяйственных тракторах, сектор рынка, занимаемый трансмиссиями типа Powershift, остается достаточно велик.

В таких трансмиссиях КП состоят из двух частей (рис. 1): основной (между первичным и промежуточным валами) и диапазонной (между промежуточным и вторичным валами). Помимо этого для того, чтобы включить какую-либо передачу, необходимо замкнуть сразу две муфты: ФМ основной части и ФМ

диапазонной. В связи с этим в таких трансмиссиях возможны переключения внутри одного диапазона или внутри одной передачи основной части КП (однопарные переключения) и переключения, в которых задействуются сразу четыре ФМ (двухпарные переключения). При этом двухпарное переключение передач представляет собой более сложный и недостаточно изученный процесс одновременно протекающих двух однопарных переключений.

Цель исследования

Цель исследования – сравнительный анализ различных вариантов организации двухпарных переключений передач и выбор наиболее рациональных из них.

Материалы и методы исследования

Для исследования особенностей процесса двухпарного переключения в программной среде Matlab Simulink была разработана его математическая модель для простейшего варианта КП типа Powershift (рис. 1). При этом построение модели осуществлялось с использованием интерфейсных блоков библиотеки

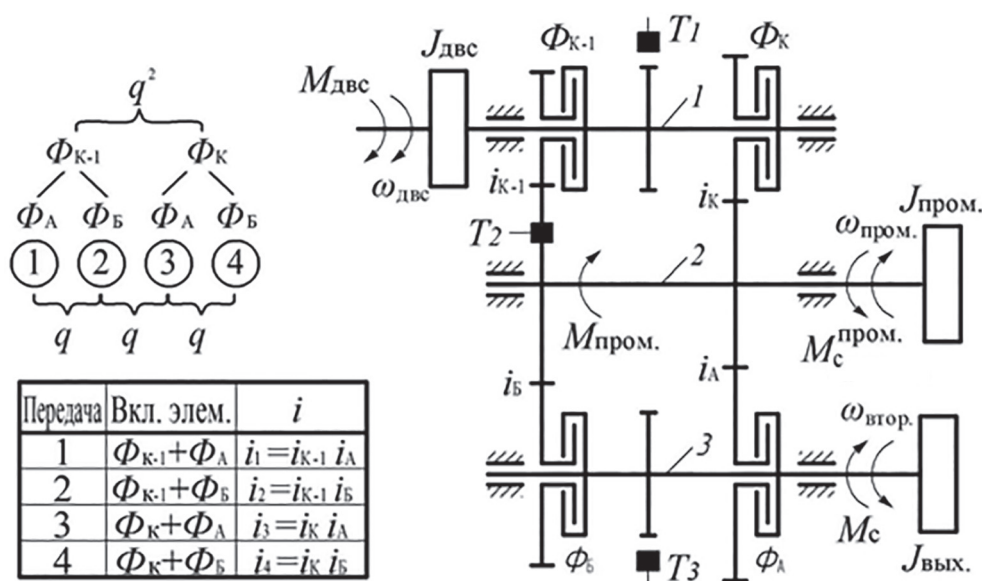


Рис. 1. Кинематическая схема простейшей КП, состоящей из основной и диапазонной частей:

1, 2, 3 – первичный, промежуточный и вторичный валы КП соответственно; $M_{двс}$ – момент от двигателя; $\omega_{двс}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $J_{перв.}$ – момент инерции первичного вала КП (включает момент инерции двигателя); $\Phi_{К-1}, \Phi_K, \Phi_A, \Phi_B$ – мокрые гидropоджимные ФМ; $i_{К-1}, i_K, i_A, i_B$ – передаточные числа включения соответствующих ФМ; q – коэффициент перекрытия между смежными передачами; $M_{с\ пром.}$ – момент, приведенный к промежуточному валу КП со стороны нагрузки; $M_{с}$ – момент, приведенный к промежуточному валу КП со стороны двигателя; $J_{пром.}$ – момент инерции промежуточного вала; $M_{с}$ – момент сопротивления, приведенный к вторичному валу КП; $\omega_{пром.}, \omega_{втор.}$ – угловая скорость промежуточного и вторичного валов соответственно; $J_{вых.}$ – момент инерции тракторного агрегата, приведенный к вторичному валу (включает момент инерции вторичного вала); T_1, T_2, T_3 – датчики оборотов первичного, промежуточного и вторичного валов КП соответственно

физического моделирования Simscape (рис. 2), что в значительной степени позволяет ускорить процесс разработки моделей. При моделировании было принято, что податливость валов КП пренебрежимо мала и поэтому в модели не учитывается. Учет влияния центробежного давления $P_{ц}$ на передаваемый муфтой момент осуществлен в соответствии с [1]:

$$P_{ц} = \frac{\pi\gamma\omega^2}{4gS_{п}}(R_{н}^4 - R_{вн}^4 - 2R_0^2(R_{н}^2 - R_{вн}^2)),$$

где γ – удельный вес масла, Н/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $S_{п}$ – площадь поршня, м²; $R_{н}$, $R_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры поршня соответственно, м; R_0 – внутренний радиус подвода жидкости в поршневую полость ФМ, м.

Передаваемый муфтой момент трения рассчитывался с помощью стандартного блока Disk Friction Clutch в соответствии с выражением:

$$M_{тр} = f_{тр} k S \frac{2}{3} \frac{r_{н}^3 - r_{вн}^3}{r_{н}^2 - r_{вн}^2} (P_{упр} - P_{ц} + P_{ц}),$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения скольжения дисков; k – число пар трения; S – площадь поверхности трения, м²; $r_{н}$, $r_{вн}$ – наружный и вну-

тренний радиусы дисков соответственно, м; $P_{упр}$ – давление в бустере ФМ, Па; $P_{ц}$ – давление отжатия пружин в ФМ, Па; $P_{ц}$ – центробежное давление со стороны масла на поршень ФМ, Па.

Поскольку коэффициент трения не обладает стабильностью и зависит от большого числа сложнопрогнозируемых факторов (температуры, степени изношенности, покоробленности фрикционных дисков, температуры масла и др.) [2–7], в данной математической модели была учтена только зависимость коэффициента трения $f_{тр} = f(\Delta\omega)$ от относительной скорости скольжения $\Delta\omega$ фрикционных дисков. В качестве входных были приняты данные для материала HS09 фирмы Hoerbiger, полученные по результатам экспериментальных исследований, представленных в работе В.М. Шарипова, М.И. Дмитриева, К.И. Городецкого [2].

В общем, если в ходе однопарных переключений передач возможны три варианта взаимных состояний фрикционных муфт (выключаемая ФМ замкнута, включаемая буксует; обе ФМ буксуют; включаемая ФМ замкнута, выключаемая буксует), то в ходе двухпарных таких взаимных состояний будет уже девять. Ниже, для примера, приведена система уравне-

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

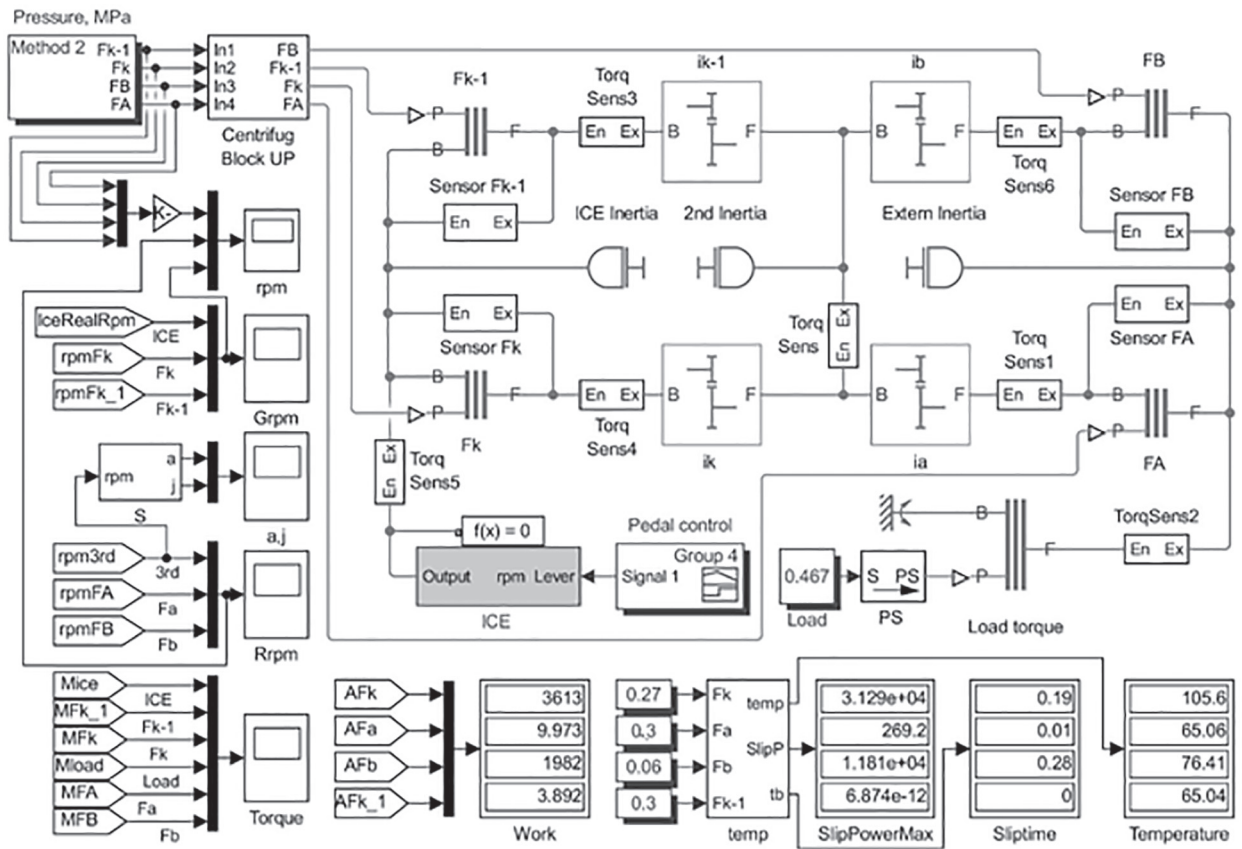


Рис. 2. Имитационная модель двухпарных переключений передач

ний моментов для этапа переключения передач, когда одновременно буксуют все четыре ФМ. Несмотря на то что данный этап в ходе переключения передач на реальной машине весьма маловероятен, теоретически он возможен.

$$\begin{cases} M_{\text{двс}} - M_{K-1} \text{sign}(\Delta\omega_{K-1}) - M_K \text{sign}(\Delta\omega_K) = \\ = J_{\text{перв.}} \frac{d\omega_{\text{двс.}}}{dt}; \\ M_{\text{пром.}} - M_{\text{пром.}}^c = J_{\text{пром.}} \frac{d\omega_{\text{пром.}}}{dt}; \\ M_A \text{sign}(\Delta\omega_A) + M_B \text{sign}(\Delta\omega_B) - M_C = \\ = J_{\text{вых.}} \frac{d\omega_{\text{втор.}}}{dt}; \end{cases}$$

$$M_{\text{пром.}} = M_{K-1} i_{K-1} \text{sign}(\Delta\omega_{K-1}) + M_K i_K \text{sign}(\Delta\omega_K);$$

$$M_{\text{пром.}}^c = \frac{M_A}{i_A} \text{sign}(\Delta\omega_A) + \frac{M_B}{i_B} \text{sign}(\Delta\omega_B).$$

В соответствии с вышеизложенным, такая КП (рис. 1) в ходе двухпарного переключения между передачами 2 и 3 ($i_2 < i < i_3$) может находиться в трех условных промежуточных состояниях: когда передаточное число основной части КП соответствует включаемому, передаточное число диапазонной – нет; когда передаточное число диапазонной части КП соответствует включаемому, передаточное число основной – нет; когда передаточные числа обеих частей КП не соответствуют включаемым.

На сегодняшний день подавляющее большинство современных дизельных двигателей оснащаются электронными системами управления. На основе информации с датчиков двигателя такая система управления косвенно определяет действующую на него нагрузку и передает ее значение системе управления КП, что позволяет в ходе переключения рассчитать ориентировочные значения требуемых начальных давлений в бустерах управляемых ФМ. Также наличие возможности обмена данными между системами управления КП и двигателем позволяет управлять частотой вращения коленчатого вала двигателя в ходе переключения с целью ускорения синхронизации дисков ФМ.

При таких условиях представляется возможным организовывать этап изменения скорости МТА в ходе однопарного переключения передач под нагрузкой только за счет буксования одной ФМ: включаемой, путем постепенного повышения давления в ее бустере, – для переключений с низшей передачи на высшую

(вверх); выключаемой, путем постепенного снижения давления в ее бустере, – для переключений с высшей передачи на низшую (вниз) [8]. При этом на основе данных с датчиков оборотов система управления КП способна определять момент, когда происходит синхронизация дисков управляемой ФМ. Таким образом, для переключений вверх управление давлением целесообразно выстраивать так, чтобы при отсутствии скольжения дисков включаемой ФМ давление в ее бустере увеличивалось до максимального; для переключений вниз – давление в бустере выключаемой ФМ сбрасывалось до нуля с одновременным увеличением давления в бустере включаемой ФМ до максимального. В связи с этим аналогичный подход целесообразно использовать и при управлении двухпарными переключениями, только буксовать в этом случае будут уже две ФМ: одна ФМ передач и одна ФМ диапазонов.

Моделирование двухпарных переключений проводилось исходя из того, что система управления КП имеет связь с системой управления двигателем. Основные параметры, введенные в модель, представлены в таблице 1. Для имитации работы двигателя была заложена характеристика с полкой постоянной мощности 230 кВт, номинальным крутящим моментом 1000 Н·м и коэффициентом запаса по моменту 1,5.

Основными параметрами, определяющими процесс переключения передач, являются износ ФМ и плавность переключения. На износ ФМ, наряду с работой буксования A_6 и временем буксования t_6 , значительное влияние оказывают характер изменения мощности буксования, о котором можно судить по ее максимальному значению $N_{6 \text{ max}}$, и максимальная температура ϑ_{max} на поверхностях трения [4–7]. Значения данных параметров, полученные при моделировании, фиксировались в таблице 2.

Определение ϑ_{max} осуществлялось в соответствии с методикой, приведенной в работе В.М. Шарипова и др. [7]:

$$\vartheta_{\text{max}} = \vartheta_v + \vartheta^* + \vartheta_B,$$

где ϑ_v – объемная температура насыщения ведущих дисков, °С; ϑ^* – средняя температура поверхности трения, °С; ϑ_B – температура вспышки на микроконтакте, °С.

Оценку плавности переключения целесообразно проводить по ускорению МТА $|a| \leq 1,5 \text{ м/с}^2$ и его первой производной, размах которой не должен превышать $3,4g \text{ с}^{-1}$ [8, 9]. Если для гусе-

Таблица 1

Значения параметров, принятые при моделировании

| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
|--|--|--|----------------------------------|
| $J_{\text{перв.}}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$ | 4 | $J_{\text{пром.}}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$ | 0,6 |
| $J_{\text{вых.}}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$ | 15 | $M_c, \text{Н}\cdot\text{м}$ | 1000 |
| $P_{\text{п (К-1)}}, P_{\text{п (К)}}, \text{МПа}$ $P_{\text{п (А)}}, P_{\text{п (Б)}}, \text{МПа}$ | 0,12 0,2 | $k_{\text{К-1}}, k_{\text{К}}$ $k_{\text{А}}, k_{\text{Б}}$ | 10 14 |
| $S_{\text{К-1}}, S_{\text{К}}, \text{мм}^2$ $S_{\text{А}}, S_{\text{Б}}, \text{мм}^2$ | 9500 22500 | $r_{\text{н (К-1)}}, r_{\text{н (К)}}, \text{мм}$ $r_{\text{вн (К-1)}}, r_{\text{вн (К)}}, \text{мм}$ $r_{\text{н (А)}}, r_{\text{н (Б)}}, \text{мм}$ $r_{\text{вн (А)}}, r_{\text{вн (Б)}}, \text{мм}$ | 89 70 118 82 |
| $R_{0 (К-1)}, R_{0 (К)}, \text{м}$ $R_{\text{н (К-1)}}, R_{\text{н (К)}}, \text{м}$ $R_{\text{вн (К-1)}}, R_{\text{вн (К)}}, \text{м}$ $R_{0 (А)}, R_{0 (Б)}, \text{м}$ $R_{\text{н (А)}}, R_{\text{н (Б)}}, \text{м}$ $R_{\text{вн (А)}}, R_{\text{вн (Б)}}, \text{м}$ | 0,032 0,088 0,042 0,035 0,11 0,05 | $i_{\text{К-1}}$ $i_{\text{К}}$ $i_{\text{А}}$ $i_{\text{Б}}$ | 1,128 0,886 2,267 1,969 |

Таблица 2

Результаты моделирования двухпарных переключений передач

| № | Переключение | Направление | ФМ | $t_0, \text{с}$ | $A_0, \text{Дж}$ | $N_{0 \text{ max}}, \text{Вт}$ | $\vartheta_{\text{ max}}, \text{°С}$ |
|---|--|-------------|-------------------|-----------------|------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| 1 | Последовательное без управления двигателем | 2–3 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,95 | 20430 | 28620 | 292,6 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,43 | 1249 | 3871 | 72,1 |
| | | 3–2 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,72 | 3035 | 5419 | 99,1 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,41 | 5757 | 17830 | 100,3 |
| 2 | Последовательное с управлением двигателем | 2–3 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,18 | 3592 | 31290 | 105,7 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,28 | 1948 | 12670 | 76,2 |
| | | 3–2 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,18 | 1363 | 12203 | 80,4 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,13 | 1749 | 19260 | 75,6 |
| 3 | Через передачу с управлением двигателем | 2–3 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,18 | 3592 | 31290 | 105,7 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | – | – | – | – |
| | | 3–2 | $\Phi_{\text{К}}$ | – | – | – | – |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,13 | 1749 | 19260 | 75,6 |
| 4 | С одновременным буксованием ФМ передач и диапазонов | 2–3 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,22 | 5514 | 34540 | 127,1 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,08 | 710 | 14140 | 69,9 |
| | | 3–2 | $\Phi_{\text{К}}$ | 0,27 | 1764 | 8952 | 84,9 |
| | | | $\Phi_{\text{Б}}$ | 0,06 | 904 | 18290 | 70,5 |

ничного трактора принять отношение передаточного числа заднего моста к радиусу звездочки $i_{\text{ЗМ}}/r_{\text{ЗВ}} = 36,5 \text{ м}^{-1}$, тогда предельные значения критериев плавности могут быть выражены через угловое ускорение вторичного вала КП и размах его первой производной, которые соответственно будут равны 55 рад/с^2 и 1220 рад/с^3 . На основе указанных значений выбирались интенсивности изменения давлений в бустерах ФМ.

Следует отметить, что работу системы управления КП можно выстроить так, чтобы исключить двухпарные переключения между 2-й и 3-й передачами, как таковые (рис. 1). Для этого необходимо провести два однопарных переключения в следующей последовательности: для переключений вверх – 2–4–3 или 2–1–3; для переключений вниз – 3–4–2 или 3–1–2. Такой алгоритм управления позволит относи-

тельно просто обеспечить раздельную работу двух ФМ. Однако это может привести к повышенному износу ФМ основной части КП из-за их длительного буксования (табл. 2, пункт 1), а также вызвать некоторый дискомфорт у водителя из-за последовательного увеличения и уменьшения скорости МТА.

Указанный недостаток возможно устранить за счет задействования управления двигателем (табл. 2, пункт 2). В частности, процесс переключения вверх может быть реализован следующим образом (рис. 3, а): сначала осуществляется однопарное переключение со 2-й передачи на 4-ю с одновременной подачей команды на резкое понижение частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины, близкой к $n_{двс1} / q^2$ (где $n_{двс1}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя до начала переключения передач), и повышением давления во включаемой ФМ с интенсивностью, удовлетворяющей параметрам плавности; затем, после синхронизации дисков Φ_K , – переключение вниз с 4-й передачи на 3-ю при буксующей Φ_B с одновре-

менной подачей команды на резкое увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины, близкой к $n_{двс1}$, в ходе которого происходит синхронизация дисков Φ_A . При этом при переключении 4–3 для обеспечения ускорения МТА момент, реализуемый выключаемой ФМ диапазонов, должен быть больше момента сопротивления, приведенного к ее валу.

Переключение передач с 3-й на 2-ю можно организовать по аналогии с описанным переключением вверх; для этого сначала необходимо осуществить переключение с 3-ей передачи на 4-ю с одновременной подачей команды на резкое уменьшение частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины, близкой к $n_{двс1} / q^2$, в ходе которого происходит синхронизация дисков Φ_B ; затем осуществить переключение с 4-й передачи на 2-ю с одновременным резким увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины $n_{двс1}$ (рис. 3, б). При этом при переключении 3–4 для обеспечения замедления МТА момент вы-

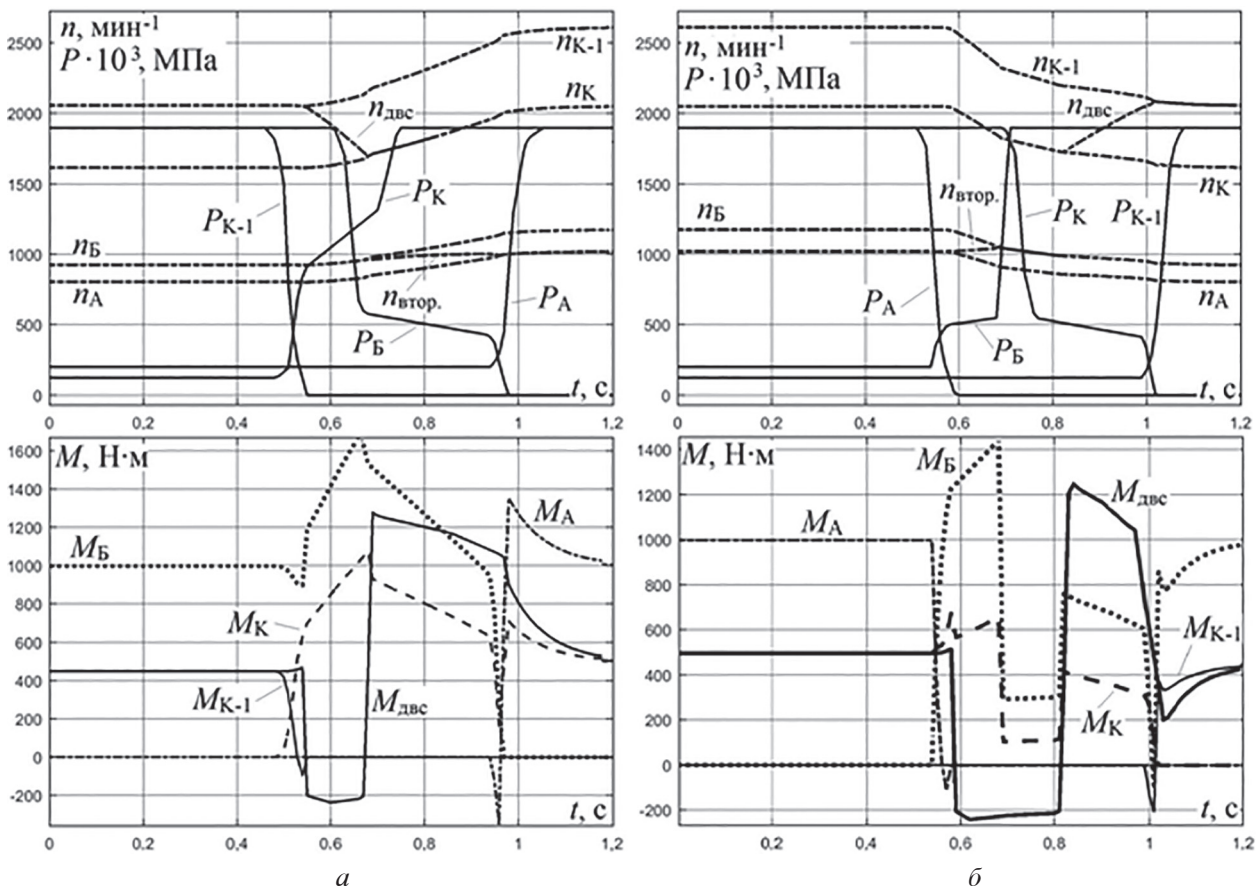


Рис. 3. Двухпарное переключение передач с управлением двигателем:

а – вверх, б – вниз; n_{K-1} , n_K , n_A , n_B – частоты вращения ведомых дисков муфт Φ_{K-1} , Φ_K и ведущих дисков муфт Φ_A , Φ_B соответственно; $n_{двс}$, $n_{втор.}$ – частоты вращения первичного и вторичного валов КП соответственно; P_{K-1} , P_K , P_A , P_B – давления в бустерах муфт Φ_{K-1} , Φ_K , Φ_A , Φ_B соответственно

ключаемой ФМ передач должен быть меньше приведенного к первичному валу момента сопротивления.

Описанный выше способ в сочетании с использованием двигателя с полкой постоянной мощности, характеризующегося постоянным расходом топлива на корректорной ветви, может быть упрощен. То есть получение требуемой скорости МТА может быть достигнуто осуществлением только первой стадии переключения (первого однопарного переключения) с последующим изменением частоты вращения коленвала двигателя до величины, соответствующей требуемой скорости МТА (табл. 2, пункт 3).

В целом при переключении со 2-й передачи на 4-ю наступает момент, когда происходит синхронизация дисков Φ_A , т.е. включается 3-я передача. Теоретически, если поймать этот момент времени, можно организовать переключение при минимальном буксовании ФМ диапазонов. Однако на практике это трудно реализуемо. Аналогичный вывод можно сделать и о переключении вниз.

Одновременное буксование высшей ФМ передач и высшей ФМ диапазонов в ходе двухпарного переключения позволяет ускорить синхронизацию дисков включаемых ФМ (табл. 2, пункт 4). При этом на характер изменения скорости МТА будет влиять момент, обеспечиваемый выключаемой буксующей ФМ, что даст возможность достаточно быстро провести синхронизацию дисков буксующей выключаемой ФМ.

Однако необходимо учитывать, что как на переключениях вверх, так и на переключениях вниз, необходимо сначала добиться синхронизации дисков выключаемой ФМ диапазонов и только после этого синхронизировать выключаемую ФМ передач. Такая последовательность замыкания ФМ позволит в ходе переключения сохранить ускоренное движение МТА на переключениях вверх и замедление на переключениях вниз, как до так и после замыкания ФМ диапазонов. При этом в ходе переключения на этапе изменения скорости МТА также должны выполняться условия: $M_B > M_C$ – на переключениях вверх (рис. 4, а), $M_K < M_C/i_3$ – на переключениях вниз (рис. 4, б).

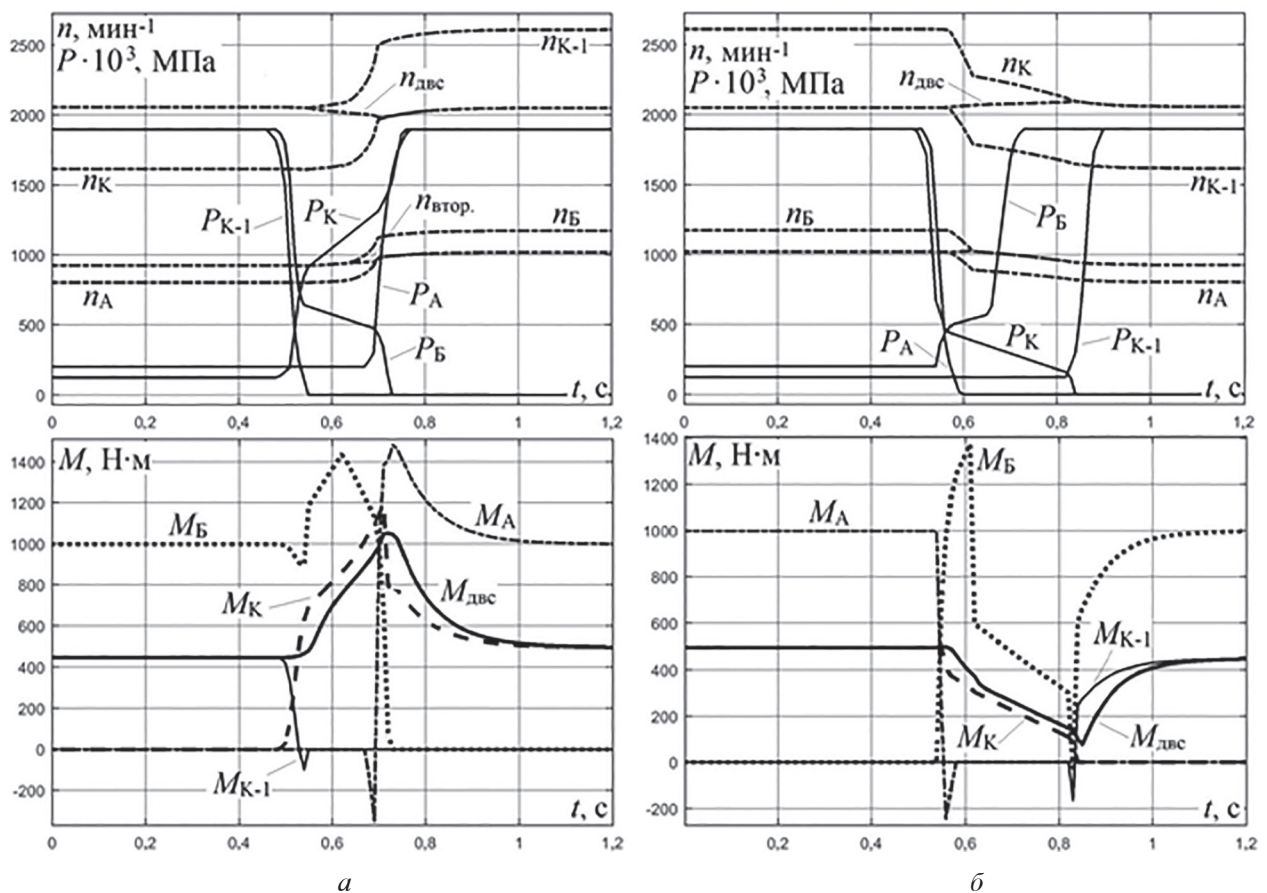


Рис. 4. Двухпарное переключение передач с одновременным буксованием ФМ передач и ФМ диапазонов: а – вверх, б – вниз

Результаты моделирования показали (табл. 2), что наиболее оптимальным является способ переключения через передачу с управлением двигателем с полкой постоянной мощности. Также из полученных данных видно, что управление переключением за счет одновременного буксования ФМ передач и ФМ диапазонов характеризуется аналогичными значениями параметров, определяющих износ ФМ, что и при последовательном переключении с управлением двигателем.

При движении трактора с прицепом или без нагрузки двухпарные переключения целесообразно полностью исключить, переключаясь либо через передачу, либо с разрывом потока мощности, поскольку значения инерционных сил будут достаточны, чтобы МТА какое-то время двигался без значительного замедления.

Выводы

1. Однопарные переключения трактора с орудием через передачу без управления двигателем являются неблагоприятными, поскольку могут сопровождаться повышенным износом ФМ, особенно интенсивным на переключениях вверх.

2. Одновременное буксование высшей ФМ передач и высшей ФМ диапазонов в ходе двухпарного переключения позволяет ускорить синхронизацию дисков включаемых ФМ.

3. Для адаптивного управления двухпарным переключением, осуществляемого за счет одновременного буксования двух ФМ, необходимо наличие датчиков оборотов на всех трех валах КП, а также наличие возможности обмена данными между системами управления КП и двигателем. При этом адаптивное управление, наряду с повышением точности методов определения момента сопротивления, передаваемых муфтами моментов, относительных скоростей скольжения дисков ФМ, также требует повышения степени соответствия между реальными значениями давлений в бустерах ФМ и расчетными, подаваемыми в виде электрических сигналов на их пропорциональные клапаны.

4. При организации переключений передач с управлением двигателем необходимо учитывать, что при подаче команды на резкое понижение частоты вращения коленвала двигателя его замедление не происходит мгновенно. Скорость данного процесса при неизменных моменте силы и моменте инерции, приведенных к двигателю со стороны нагрузки, ограничена и определяется тормозным моментом и моментом инерции двигателя.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Городецкий К.И. О коэффициенте трения в контакте пар трения фрикционных муфт в коробках передач автомобилей и тракторов при переключении передач без разрыва потока мощности // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана: электрон. журн. 2016. № 8. С. 21–30. DOI: 10.7463/0816.0842932.
3. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. и др. К вопросу о буксовании фрикционных сцеплений при переключении передач без разрыва потока мощности в коробках передач автомобилей и тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 5. С. 5–9.
4. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.
5. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes // SAE Technical Paper 2013-01-2894. 2013. DOI: 10.4271/2013-01-2894.
6. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of slippage parameters of friction clutches in gearboxes with fixed axles // Lecture Notes in Electrical Engineering. 2013. Vol. 193. № 5. Pp. 65–77. DOI: 10.1007/978-3-642-33744-4_7.
7. Шарипов В.М., Шарипова Н.Н., Шевелев А.С., Ю.С. Щетинин Ю.С. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2010. 170 с.
8. Аландеев Е.М. Методы управления переключением передач без разрыва потока мощности на тракторах: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 143 с.
9. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: дис. ... канд. техн. наук. М., 2008. 149 с.

References

1. Sharipov V. M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2009, 752 p.
2. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Gorodetskiy K.I. On a friction coefficient in contacting friction

- pairs of friction clutches in car and tractor gearbox in gear shifting without power flow interruption. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman*, 2016. No 8, pp. 21–30 (in Russian). DOI: 10.7463/0816.0842932.
3. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Zenin A.S and others. On the slipping of friction clutches during gear shifting without interruption of power flow in gearboxes of cars and tractors. *Traktory i selkhoz-mashiny*, 2015. No. 5, pp. 5–9 (in Russ.).
 4. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Kryuchkov V.A. Nagruzhennost' friktsionnykh muft i sinkhronizatorov v korobke peredach. *Metody rascheta parametrov buksovaniya friktsionnykh muft i vyravnivayushchego elementa sinkhronizatorov pri pereklyucheni peredach* [Loading of frictional clutches and synchronizers in gearbox. Calculation methods of slippage parameters for frictional clutch and synchronizer smoothing element while gear shifting]. Saarbrücken, LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 p. (in Russ.).
 5. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes // *SAE Technical Paper 2013-01-2894*. 2013. DOI: 10.4271/2013-01-2894.
 6. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of slippage parameters of friction clutches in gearboxes with fixed axles // *Lecture Notes in Electrical Engineering*. 2013. Vol. 193. № 5, pp. 65–77. DOI: 10.1007/978-3-642-33744-4_7
 7. Sharipov V.M., Sharipova N.N., Shevelev A.S., Shchetinin Yu.S. *Teoriya i proektirovanie friktsionnykh scepnykh kolyosnykh i gusenichnykh mashin* [Theory and design of track and wheel vehicles friction clutches]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2010, 170 p.
 8. Alendeev E.M. *Metody upravleniya pereklyucheniem peredach bez razryva potoka moshchnosti na traktorah* [Methods of gear shifting without power interruption control on tractors] PhD in Engineering thesis. Moscow, 2015, 143 p.
 9. Kurochkin F.F. *Metod vybora racionalnykh harakteristik processa pereklyucheniya v avtomaticheskoy korobke peredach avtomobilya* [Method of gear shifting process rational characteristics choosing in automatic automobile transmission] PhD in Engineering thesis. Moscow, 2008, 149 p.

РАДИУС КАЧЕНИЯ КОЛЕСА С УПРУГОЙ ШИНОЙ

WHEEL ROLLING RADIUS WITH ELASTIC TIRE

В.И. КОПОТИЛОВ, к.т.н.

Тюменское высшее военно-инженерное командное училище, Тюмень, Россия, vikopotilov@mail.ru

V.I. KOPOTILOV, PhD in Engineering

Tyumen High Military Engineering Command School, Tyumen, Russia, vikopotilov@mail.ru

Радиус качения колеса рассматривается как результат нормальных и окружных деформаций его пневматической шины, вызываемых соответственно нормальной нагрузкой и крутящим моментом, подводимым к колесу. Рассмотрение нормального прогиба шины дало возможность представить величину радиуса качения ведомого колеса в виде функции от осевой нагрузки на колесо и радиальной жесткости шины. Для оценки адекватности разработанной модели на примере шины 260-20, используемой на грузовых автомобилях, произведен расчет кинематического радиуса для различных значений нормальной нагрузки. Анализ результатов расчета показывает, что кинематический радиус ведомого колеса с увеличением нормальной нагрузки практически линейно понижается. Это хорошо согласуется с результатами ранее выполненных экспериментальных исследований. При рассмотрении действия крутящего момента учтено, что он вызывает тангенциальную (окружную) деформацию шины, т.е. ее закручивание, в результате чего обод колеса совершает определенный поворот относительно своей периферии. При этом указанный поворот обода не сопровождается продольным перемещением оси вращения самого колеса. Так как крутящий момент нарушает однозначную взаимосвязь между линейной и угловой скоростью вращения колеса, это отражается и на кинематическом радиусе последнего. Исходя из зависимости угла закручивания и крутящего момента, установлена аналитическая зависимость радиуса качения от алгебраической величины момента и крутильной жесткости шины. Расчет радиуса качения колеса, выполненный по этой формуле, показывает, что при подводе крутящего момента происходит линейное уменьшение радиуса качения, а при подводе тормозного, наоборот, – его линейное увеличение. Такой характер изменения радиуса качения полностью согласуется с результатами экспериментальных исследований различных типов пневматических шин.

Ключевые слова: качение колеса, кинематический радиус, свободный радиус, динамический радиус, нормальная жесткость шины.

The rolling radius of the wheel is considered as a result of normal and circumferential deformations of its pneumatic tire, caused respectively by the normal load and the torque applied to the wheel. Consideration of the normal deflection of the tire enabled the value of the rolling radius of the driven wheel to be represented as a function of the axial load per wheel and the radial rigidity of the tire. To assess the adequacy of the developed model, the example of the 260-20 tire used in trucks is used to calculate the kinematic radius for different values of the normal load. Analysis of the calculation results shows that the kinematic radius of the driven wheel decreases linearly with increasing normal load. This is in good agreement with the results of previous experimental studies. When considering the action of torque, it is considered that it causes a tangential (circumferential) deformation of the tire, i.e. its twisting, as a result of which the rim of the wheel makes a certain turn relative to its periphery. In this case, this rotation of the rim is not accompanied by a longitudinal displacement of the axis of rotation of the wheel itself. Since the torque breaks the single-valued relationship between the linear and angular velocity of the wheel, this is reflected in the kinematic radius of the wheel. Based on the dependence of the twist angle and torque, an analytical dependence of the rolling radius on the algebraic magnitude of the torque and the torsional rigidity of the tire is established. Calculation of the rolling radius of the wheel, carried out according to this formula, shows that when the torque is applied, a linear decrease in the rolling radius occurs, and when the braking torque is applied, on the contrary, its linear increase is shown. Such a change in the rolling radius completely agrees with the results of experimental studies of various types of pneumatic tires.

Keywords: wheel rolling, kinematic radius, free radius, dynamic radius, normal stiffness of tire.

Введение

Одним из важнейших параметров работы ведущего колеса является его кинематический радиус r_k . В литературе приводятся формулы, выражающие значение r_k в виде зависимости от его исходных размеров (свободного радиуса r_0), осевой нагрузки G_k , величины нормальной жесткости шины $c_{ш}$ и некоторых других факторов. Таковы, например, формулы Г.В. Зими-

лева, Г.А. Смирнова, Я.С. Агейкина и некоторых других ученых. Общий недостаток этих формул заключается в том, что они не учитывают в полной мере даже основные параметры работы колеса, определяющие величину его кинематического радиуса.

Экспериментальные исследования [1, 2] показывают, что кинематический радиус определяется как нормальной (осевой) нагрузкой

G_k колеса, так и величиной крутящего момента M_k , т.к. последний вызывает дополнительную деформацию упругой шины. При этом В.И. Кнороз отмечает [2], что радиус качения может быть представлен в виде сложных функций, одна из которых зависит от окружной деформации шины, вызванной нормальной нагрузкой ΔG_k , а вторая – от окружной деформации, вызванной приложенным к колесу моментом M_k :

$$r_k = f(\Delta G_k) + \varphi(M_k).$$

Цель исследования

Целью исследования является изучение влияния на кинематический радиус качения колеса с упругой шиной осевой нагрузки и крутящего момента.

Материалы, методы исследования и их обсуждение

Рассмотрим влияние указанных силовых воздействий и им соответствующих деформаций на радиус качения.

У колеса, которое движется по жесткой недеформируемой горизонтальной дороге в ведомом режиме ($M_k = 0$), нормальная нагрузка \vec{G}_k и ей соответствующая нормальная реакция \vec{R}_z опорной поверхности являются, пожалуй, единственным силовым фактором, который вызывает деформацию шины, существенно влияющую на радиус качения.

Под действием двух указанных сил в зоне контакта длиной L_o , соответствующей сектору колеса с углом α_o , возникает радиальная деформация h_z (рис. 1). Шина ведомого колеса, испытывающая в процессе качения только радиальные деформации, при повороте на угол

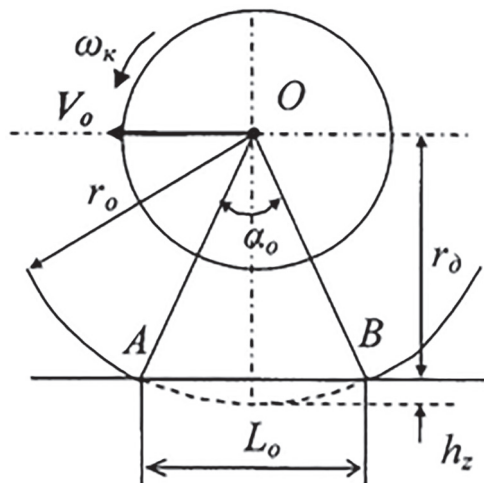


Рис. 1. Радиальная деформация шины

α_o перемещается на расстояние, равное длине отрезка АВ, т.е. длине L_o пятна контакта.

При повороте на угол 2π , т.е. при совершении одного оборота, величина продольного перемещения составляет величину:

$$S_o = \frac{2\pi}{\alpha_o} \cdot L_o. \quad (1)$$

Так как длина хорды L_o меньше, чем длина дуги АВ, то величина пройденного пути S_o будет меньше длины того пути, которое бы прошло колесо, не испытывая радиальных деформаций, на некоторую величину ΔS_o :

$$S_o = 2\pi r_o - \Delta S_o = 2\pi r_o \cdot \left(1 - \frac{\Delta S_o}{2\pi r_o}\right), \quad (2)$$

где r_o – свободный радиус колеса.

Эту же длину пути S_o , пройденную колесом за один оборот, можно выразить и через его кинематический радиус:

$$S_o = 2\pi r_k. \quad (3)$$

Приравняв правые части выражений (2) и (3), получаем:

$$r_k = r_o \cdot (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = \Delta S_o / (2\pi r_o)$ – относительная величина тангенциальной деформации шины вследствие ее нормального прогиба.

Если исходить из формулы (2), то для установления абсолютной величины тангенциального сжатия шины ΔS_o требуется знать свободный радиус шины r_o и фактическую длину S_o пройденного пути за один оборот колеса.

Величину S_o можно вычислить по формуле (1), если связать угол α_o и длину L_o пятна контакта. Из геометрических соображений $\sin(\alpha_o / 2) = L_o / (2r_o)$ угол α_o деформируемого сектора колеса можно выразить формулой:

$$\alpha_o = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{L_o}{2r_o}\right). \quad (4)$$

С учетом формулы (4) перемещение оси колеса S_o за один оборот равно:

$$S_o = \frac{\pi \cdot L_o}{\arcsin\left(\frac{L_o}{2r_o}\right)}. \quad (5)$$

Длина L_o пятна контакта шины с дорогой связана с динамическим r_d и свободным r_o радиусом колеса (рис. 1) аналитической зависимостью:

$$r_0 = \sqrt{r_o^2 - \left(\frac{L_o}{2}\right)^2}. \quad (6)$$

Величину этого же радиуса можно выразить и через свободный радиус и величину радиальной деформации шины:

$$r_0 = r_o - h_z. \quad (7)$$

Приравняв выражения (6) и (7) и решая уравнение относительно L_o , найдем длину пятна контакта шины:

$$L_o = 2r_o \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{h_z}{r_o}\right)^2}. \quad (8)$$

Используя (8), формулу (5), определяющую длину перемещения оси вращения S_o за один оборот колеса, можно привести к виду:

$$S_o = 2\pi \cdot r_o \cdot \xi, \quad (9)$$

где ξ – коэффициент радиальной деформации шины:

$$\xi = \frac{\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h_z}{r_o}\right)^2}}{\arcsin \sqrt{1 - \left(1 - \frac{h_z}{r_o}\right)^2}}.$$

Нормальный прогиб h_z шины зависит от осевой нагрузки на колесо и радиальной жесткости самой шины. Имея экспериментальную характеристику радиальной деформации (рис. 2), величину h_z шины можно представить аналитически в виде формулы:

$$h_z = \frac{G_k}{c_z} + h_{z0},$$

где c_z – нормальная (радиальная) жесткость шины; $h_{z0} = h_{z1} - G_{k1} / c_z$ – условная деформация шины, соответствующая нулевой нагрузке (рис. 2).

Аналитические выражения длины пути за один оборот (3) и (9) дают возможность выразить величину радиуса качения ведомого колеса r_k^o следующей формулой:

$$r_k^o = r_o \cdot \xi = r_o \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(1 - \frac{G_k + c_z \cdot h_{z0}}{c_z \cdot r_o}\right)^2}}{\arcsin \sqrt{1 - \left(1 - \frac{G_k + c_z \cdot h_{z0}}{c_z \cdot r_o}\right)^2}}. \quad (10)$$

Для количественной оценки влияния G_k на r_k^o ведомого колеса на примере шины

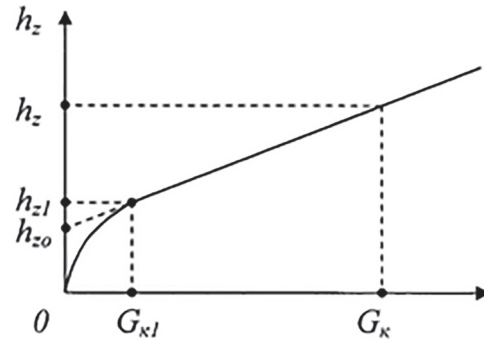


Рис. 2. Упругая характеристика шины

260-20, используемой на грузовых автомобилях, проведен расчет значений кинематического радиуса для различных значений нормальной нагрузки. Расчетная зависимость радиуса качения r_k^o от нормальной нагрузки G_k представлена на рисунке 3.

Полученная зависимость показывает, что с увеличением нормальной нагрузки кинематический радиус ведомого колеса практически линейно понижается, что хорошо согласуется с результатами экспериментальных исследований [3, 4].

Если колесо – ведущее, и к нему подводится крутящий момент M_k , то действие последнего вызывает тангенциальную деформацию шины, т.е. ее закручивание, в результате чего обод колеса совершает поворот относительно периферии шины.

При этом деформационные перемещения всех элементов свободной части шины происходят при сохранении неподвижности той части шины, которая в данный момент времени



Рис. 3. Зависимость кинематического радиуса шины 260-20 ведомого колеса автомобиля от нормальной нагрузки

находится в контакте с опорной поверхностью и располагается в секторе с углом α_o (рис. 4). Указанный поворот обода колеса принято характеризовать углом β_o закручивания шины, а степень ее податливости – коэффициентом c_β крутильной жесткости [5].

В зависимости от типа шины, ее состояния и величины крутящего момента M_k величина угла закручивания β может достигать 3–4°.

Если каждому сектору с углом α_o , контактирующему с опорной плоскостью, соответствует угол поворота обода β_o , а количество таких секторов за один цикл их контакта составляет $n = 2\pi / \alpha_o$, то суммарный угол дополнительного поворота обода колеса достигает величины $\Delta\varphi = n \cdot \beta_o$ или $\Delta\varphi = 2\pi \cdot \beta_o / \alpha_o$. Заметим, что выйдя из зоны контакта деформированная часть шины, заключенная в каждом таком секторе «догоняет» обод, так что накопление отставания шины от обода, разумеется, не происходит. Однако, повышение угловой скорости поворота обода (а значит в конечном счете и шины) сказывается на взаимосвязи угловой скорости вращения ω_k и скорости V_o линейного перемещения оси вращения колеса, т.е. на его кинематическом радиусе, величина которого $r_k = V_o / \omega_k$. И объясняется это тем, что указанный поворот обода не сопровождается продольным перемещением оси вращения самого колеса.

До тех пор, пока шина не переходит в проскальзывание, зависимость угла закручивания от крутящего момента имеет линейный характер [2, 4]:

$$\beta_o = \frac{M_k}{c_\beta}.$$

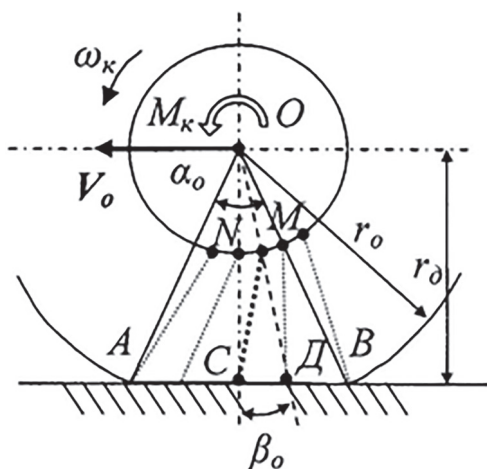


Рис. 4. Закручивание шины

В результате закручивания шины продольному перемещению оси O колеса на расстояние S_o соответствует уже не угол 2π , а угол поворота:

$$\varphi_o = 2\pi + \Delta\varphi = 2\pi \cdot \left(1 + \frac{M_k}{c_\beta \cdot \alpha_o} \right).$$

Таким образом, чтобы все элементы протектора деформируемой шины один раз вступили в контакт с опорной поверхностью, обод ведущего колеса должен повернуться на угол существенно больший, чем тот, который свойственен ведомому колесу, не имеющему закручивания.

Поделив длину S_o пути продольного перемещения колеса (9) на соответствующий этому перемещению угол поворота φ_o , получим формулу кинематического радиуса ведущего колеса, учитывающую как радиальную, так и тангенциальную деформацию шины:

$$r_k = r_o \cdot \frac{\xi}{1 + \frac{M_k}{c_\beta \cdot \alpha_o}}. \quad (11)$$

Так как произведение $r_o \cdot \xi$, согласно (10), численно равно кинематическому радиусу колеса в ведомом режиме качения r_k^o , то формулу радиуса качения в ведущем режиме качения можно представить следующим образом:

$$r_k = \frac{r_k^o}{1 + \frac{M_k}{c_\beta \cdot \alpha_o}}. \quad (12)$$

Из формул (11) и (12) следует, что при подводе к колесу крутящего момента $M_k > 0$ должно происходить уменьшение радиуса его качения, а при подводе тормозного $M_k < 0$, наоборот, – его увеличение. Анализ показывает, что такой характер изменения радиуса качения, предписываемый теоретическими формулами (12) и (13), полностью согласуется с результатами экспериментальных исследований радиуса качения различных типов пневматических шин [1–4, 6].

Для количественной оценки влияния крутящего момента на кинематический радиус колеса и проверки полученной формулы (12) проведен расчет значений r_k для колеса, оснащенного автомобильной шиной 260-20 (рис. 5).

Из этой расчетной зависимости хорошо видно, что с увеличением величины крутящего момента M_k кинематический радиус r_k колеса уменьшается. Причем, при отсутствии буксования и проскальзывания шины относительно опорной поверхности взаимосвязь радиуса ка-

чения и крутящего момента носит практически линейный характер. Поэтому не удивительно, что в свое время Е.А. Чудаков, проведя экспериментальные исследования, выбрал для аппроксимации эмпирической зависимости r_k от M_k именно линейную модель:

$$r_k = r_k^0 - \lambda \cdot M_k,$$

где λ – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Представленная на рисунке 5 расчетная зависимость r_k от M_k дает возможность оценить значение введенного Е.А. Чудаковым коэффициента тангенциальной эластичности. Для шин 260-20 он составляет $(515 - 494)/6 = 3,5$ мм/кН·м или $3,5 \cdot 10^{-6}$ 1/Н. Это значение соответствует экспериментальным данным о крутильной жесткости шин данной размерности, предназначенных для грузовых автомобилей [4].

Выводы

Таким образом, можно заключить, что под действием осевой нагрузки G_k и крутящего момента M_k происходят значительные изменения кинематического радиуса колеса, которые обусловлены радиальными и тангенциальными деформациями упругой шины. При этом степень чувствительности шины к действию указанных нагрузок определяется показателями ее основных упругих свойств, т.е. коэффициентами радиальной и крутильной жесткости, которые в совокупности с приложенными нагрузками и свободным радиусом формируют величину кинематического радиуса колеса. Полученные теоретическим путем формулы (10) и (12) в полной мере соответствуют результатам экспериментальных исследований и подтверждают, что в диапазоне умеренных значений осевой нагрузки G_k и крутящего момента M_k имеет место почти линейная взаимосвязь кинематического радиуса колеса с этими параметрами его силового нагружения.

Литература

1. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР, вып. 9. М.-Л.: Изд. АН СССР, 1948. 200 с.
2. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др. Работа автомобильной шины / под ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
3. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.

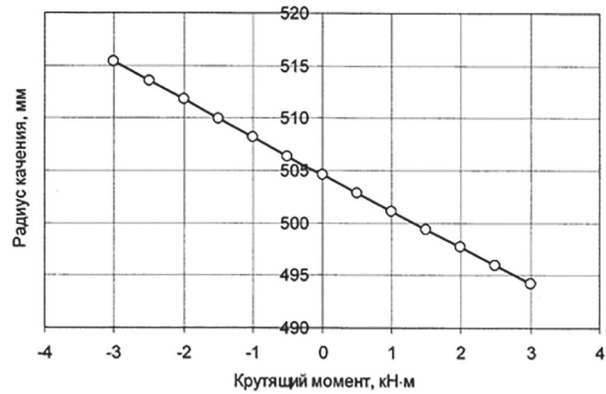


Рис. 5. Зависимость кинематического радиуса колеса с шиной 260-20 от величины момента при качении в тяговом и тормозном режимах при нагрузке $G_k = 20$ кН и внутреннем давлении $p_w = 0,45$ МПа

4. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. М.: Агропромиздат, 1988. 240 с.
5. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1972. 24 с.
6. Петров М.А., Ечестов Ю.А., Тюнев Ю.В. Экспериментальное исследование радиуса качения тормозящего колеса // Автомобильная промышленность, 1977. № 4. С. 16–18.

References

1. Chudakov E.A. Kachenie avtomobil'nogo kolesa [Automotive wheel rolling]. Trudy Avtomobil'noy laboratorii IM AN SSSR, vyp. 9. Moscow-Leningrad: Izd. AN SSSR Publ., 1948. 200 p.
2. Knoroz V.I., Klennikov E.V., Petrov I.P. i dr. Rabota avtomobil'noy shiny [Automobile tire operation]. Pod red. V.I. Knoroza. Moscow: Transport Publ., 1976. 238 p.
3. Petrushov V.A., Moskovkin V.V., Evgrafov A.N. Moshchnostnoy balans avtomobilya [Power balance of vehicle]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 160 p.
4. Boykov V.P., Belkovskiy V.N. Shiny dlya traktorov i sel'skokhozyaystvennykh mashin [Tires for tractors and agricultural machinery]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1988. 240 p.
5. GOST 17697-72 Avtomobili. Kachenie kolesa. Terminy i opredeleniya [Automobiles. Wheel rolling. Terms and Definitions]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1972. 24 p.
6. Petrov M.A., Echeistov Yu.A., Tyunev Yu.V. Experimental study of the rolling radius of the braking wheel. Avtomobil'naya promyshlennost', 1977. No 4, pp. 16–18 (in Russ).

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ЦЕВОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С РЕЗИНОАРМИРОВАННЫМИ ГУСЕНИЦАМИ ТЯГОВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

DESIGN METHOD OF PIN ENGAGEMENT DRIVE SPROCKETS WITH RUBBER-REINFORCED TRACKS OF TRACTION AND TRANSPORTATION VEHICLES

Р.С. ФЕДОТКИН¹, к.т.н.
В.А. КРЮЧКОВ¹, к.т.н.
В.Д. БЕЙНЕНСОН², к.т.н.
В.Л. ПАРФЕНОВ²

¹ ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

² ОАО «НИИ стали», frs89@bk.ru

R.S. FEDOTKIN¹, PhD in Engineering
V.A. KRYUCHKOV¹, PhD in Engineering
V.D. BEYNESEN², PhD in Engineering
V.L. PARFENOV²

¹ Research Institute of agriculture mechanization, FSAC VIM

² Research institute of steel, PLC, frs89@bk.ru

Сегодня резиноармированные гусеницы нашли широкое применение на тяговых и транспортных машинах различного назначения благодаря общеизвестным преимуществам, в том числе возможности их установки вместо металлических звенчатых гусениц без существенной переделки конструкции ходовых систем.

Опыт эксплуатации машин, оборудованных резиноармированными гусеницами, показывает, что конструктивные различия последних с металлическими приводят к повышенной нагруженности элементов гусеничного обвода, особенно ведущих колес. Это указывает на необходимость индивидуальной разработки ведущих колес для резиноармированных гусениц. Специальные методики для этого отсутствуют, а общепринятые, предназначенные для металлических гусениц, не позволяют обеспечить надежность и работоспособность зацепления. В статье приведена специально разработанная методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами.

Практически установлено, что перегиб резиноармированной гусеницы происходит по ломанной линии в условных шарнирах, а элементом зацепления с зубом ведущего колеса является цевка закладного элемента с участком армирующего силового слоя.

Приведены все необходимые для расчета и построения ведущих колес аналитические зависимости. Определены оптимальные значения угла контакта для реальных конструкций резиноармированных гусениц, при которых обеспечивается нормальная форма зубьев, расчетные зависимости радиусов начальной окружности и окружности впадин для различных вариантов условных шарниров. Сформулированы граничные условия для определения оптимальных значений ширины и толщины зубьев ведущих колес и радиуса их головок. Приведены рабочие варианты построения дуги профиля зубьев ведущих колес.

Разработанная методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами основана на соответствующих методиках для металлических гусениц и учитывает особенности конструкции резиноармированных гусениц. Она позволяет обеспечить надежность и работоспособность гусеничного зацепления и может быть использована при разработке ходовых систем тяговых и транспортных машин.

Ключевые слова: тяговые и транспортные машины, ходовая система, цевочное зацепление, резиноармированная гусеница, условные шарниры, элемент зацепления, цевка закладного элемента, армирующий силовой слой, ведущее колесо, профиль зубьев.

Nowadays rubber-reinforced tracks found wide application on different purpose traction and transportation vehicles due to well-known advantages, including possibility of their installation instead of metal linked tracks without significant modernization of undercarriages structures.

The operational experience of vehicles with rubber-reinforced tracks shows that their construction differences in comparison with metal tracks provide increased loading to crawler outline, especially to drive sprockets. It shows on necessity of individual drive sprockets design for rubber-reinforced tracks. Special methods for this are absent and traditional methods intended for metal tracks do not provide reliability and efficiency of track engagement.

The article contains the special designed method of pin engagement drive sprockets with rubber-reinforced tracks engineering.

Practically established that rubber-reinforced track bending is going through the broken line in conditional joints and the engagement element with the drive sprocket tooth is spool of inset element with the part of reinforce lay.

All the necessary analytical dependences for drive sprockets design and calculation are shown. The optimal values of contact angle for real constructions of rubber-reinforced tracks, when the normal teeth form is provided; analytical dependences of kinematic pitch circle and bottom circle radiuses for different variations of conditional joints are determined. Boundary conditions for optimal values determination of drive sprockets width and thickness and also their heads radius are accounted. The efficient options of drive sprockets teeth profile curves plotting are shown.

The developed design method of pin engagement drive sprockets with rubber-reinforced is based on typical methods for metal tracks and takes into account structural features of rubber-reinforced tracks. It provides reliability and efficiency of track engagement and can be used in design process of traction and transportation vehicles undercarriages.

Keywords: traction and transportation vehicles, undercarriage, pin engagement, rubber-reinforced tracks, conditional joints, engagement element, spool of inset element; reinforce lay, drive sprocket, teeth profile.

Введение

Одним из основных общеизвестных преимуществ резиноармированных гусениц (РАГ) цевочного зацепления является возможность их установки вместо металлических звенчатых гусениц (МГ) без коренной переделки конструкции ходовых систем [1–5].

Однако, как показывает практика, при оснащении ходовой системы РАГ необходимо разработать соответствующие им ведущие колеса (ВК). Так, например, было сделано при исследовании эксплуатационных показателей трактора ВТ-150 с различными типами гусеничных движителей в ряде работ [4–6].

Необходимость индивидуальной разработки ВК для РАГ обусловлена следующими факторами:

- конструктивные различия между РАГ и МГ, игнорирование которых способно привести к нарушению работоспособности и потерям в зацеплении;
- повышенная нагруженность и, как следствие, низкая долговечность венцов и зубьев ВК в случае применения РАГ.

Последний фактор объясняется дополнительным износом контактных поверхностей венцов и зубьев ВК при взаимодействии с упругими гусеницами, которые, в отличие от жестких МГ, обладают продольной податливостью, т.е. их шаг при движении по дуге охвата изменяется, что, в свою очередь, вызывает скольжение цевок по зубьям ВК [7].

Более того, маневрирование машины, оснащенной упругими гусеницами, может сопровождаться нарушением зацепления при больших скоростях и тяговых нагрузках [7].

Следует отметить, что уменьшения скольжения цевок по зубьям ВК, т.е. состояния силового равновесия, нельзя достичь только за счет геометрических параметров зацепления [7]. Однако можно произвести замену материалов зубьев и/или цевок на полимерно-композитные с меньшим коэффициентом трения.

Перечисленные факторы не только нарушают работоспособность ходовой системы, но также снижают ресурс, тягово-скоростные, экономические, экологические и другие эксплуатационные качества машины.

Эти факторы указывают на невозможность применения методик проектирования ВК, предназначенных для зацепления с МГ, для обеспечения надежного зацепления с РАГ.

Как правило, при создании ходовых систем с РАГ последние подбираются из существующих у поставщиков и производителей типоразмеров, исходя из заранее определенных требований к конструкции РАГ.

Поэтому в большинстве случаев при проектировании узла гусеничного зацепления разрабатывается конструкция ВК под существующие (реальные) конструкции РАГ.

Наибольшее распространение сегодня, как для МГ, так и для РАГ, получили ВК активного цевочного зацепления, хотя для РАГ все большее распространение получают гребневое, зубовое и фрикционное зацепление, а также их комбинации.

Причем комбинировать зацепление для РАГ целесообразно по причине их неопределенного положения на дуге охвата из-за возможности относительного перемещения условных звеньев (шагов).

По этой же причине в конструкциях ВК желательно предусматривать подпор беговых дорожек гусениц, например, посредством установки на ступицы ВК с обеих сторон барабанных конструкций, которые позволят дополнительно разгрузить зубья ВК за счет передачи части крутящего момента трением [7].

Подпор беговых дорожек гусениц, как метод фиксации положения их звеньев на дуге охвата ВК, в том числе и указанным выше способом, применяется достаточно давно. Примером тому могут служить полугусеничные бронетранспортеры (БТР) времен Второй мировой войны производства Германии, США и ряда других стран (рис. 1) [8]. Кстати, на этих машинах уже применялись образцы РАГ.

В настоящей работе рассмотрено цевочное зацепление без подпора условных звеньев гусениц как наиболее простой и распространенный вариант гусеничного зацепления.

Несмотря на многообразие конструкций ходовых систем с РАГ цевочного зацепления с ВК, а также наличие ряда определенных методик проектирования ВК для МГ в настоящее время отсутствуют какие-либо методики проектирования ВК цевочного зацепления с РАГ.

Цель исследования

Целью исследования является обобщение основных методик и рекомендаций по проектированию ВК для МГ, их анализ и преобразование с учетом особенностей РАГ, формирование



Рис. 1. Комбинированное цевочно-фрикционное зацепление ВК с образцом РАГ с подпором беговых дорожек гусениц ступичными барабанными конструкциями, установленное на полугусеничном БТР серии М2-М9 производства США

единой инженерной методики проектирования ВК цевочного зацепления с РАГ, а также разработка общих предпосылок для дальнейших исследований гусеничного зацепления.

Методика проектирования ВК цевочного зацепления с РАГ

Цевочное зацепление ВК с РАГ, в отличие от МГ, применяется только нормального исполнения, т.е. когда шаг t_r РАГ равен шагу t_{BK} зубьев ВК. Это обусловлено отсутствием вытягивания РАГ в эксплуатации, в отличие от МГ, вытягивающихся из-за износа шарниров.

Помимо РАГ данным свойством обладают гусеницы с упругими связями: с резинометаллическими и полимерно-композитными шарнирами, а также резиоленочные гусеницы.

В качестве базовой методики в работе принята методика, приведенная в ряде работ [1–3] для ВК и МГ с учетом опыта и рекомендаций НАТИ, в том числе изложенного в работах А.М. Черяпина [9, 10].

Перед началом проектирования гусеничного зацепления необходимо уточнить конструкцию РАГ, в частности ее поперечное сечение и в особенности взаимное расположение армирующего силового слоя (АрмСС) и закладных элементов (ЗЭ). По этим замерам строится элемент зацепления РАГ.

При проектировании ВК цевочного зацепления с поверхностным контактом цевок закладных элементов РАГ и зубьев ВК целесообразно сначала определить число зубьев ВК по известной для МГ формуле [10–12]:

$$z_{BK} = \frac{V_i u_{\text{тp}i}}{0,06 n_d t_{BK}}, \quad (1)$$

где V_i – линейная скорость машины, км/ч; $u_{\text{тp}i}$ – передаточное число трансмиссии на i -й передаче; n_d – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; t_{BK} – шаг зубьев ВК, м.

При этом шаг ВК и РАГ принимается как можно меньшим, так как это позволяет обеспечить равномерность перематывания РАГ, уменьшить размеры зубьев ВК и повысить циклическую долговечность РАГ.

На этапе проектирования новой машины число зубьев определяется ее компоновкой – диаметр начальной окружности ВК стараются выполнить по возможности большим.

Если вместо силовой установки и трансмиссии к ВК напрямую подключается мотор-редуктор, электромотор-колесо, гидромотор и прочее, выражение (1) принимает вид:

$$z_{BK} = \frac{V_i}{0,06 n_{\text{мр}} t_{BK}},$$

где $n_{\text{мр}}$ – частота вращения выходного вала мотор-редуктора, электромотор-колеса, гидромотора и прочее, мин⁻¹.

Строится начальная окружность ВК с радиусом R_0 по формуле [1–3, 11–13]:

$$R_0 = \frac{t_{BK}}{2 \sin(\alpha/2)}, \quad (2)$$

где $\alpha = 360^\circ / z_{BK}$ – центральный угол зацепления (зубьев).

Начальная окружность разбивается на части по числу зубьев ВК, а далее намечаются центры шарниров для МГ, и проводятся линии, соединяющие их оси. РАГ – бесшарнирная эластичная гусеница. Однако наличие ЗЭ в РАГ устраняет цельность конструкции и ее перегиб происходит по ломанной линии. Поэтому

при проектировании ВК цевочного зацепления РАГ считают звенчатой гусеницей с цевкой, имеющей форму ЗЭ.

Отличие РАГ от МГ состоит в том, что РАГ имеют условные шарниры (УШ), в которых происходит ее перегиб (обычно эти точки видно при изгибе реальной конструкции РАГ) (рис. 2, в). Центрами УШ для РАГ являются точки пересечения начальной окружности R_0 (в произвольной точке начальной окружности или в точке ее пересечения с радиусом) с центральной линией гусеницы, которая совпадает

с центральной линией АрмСС [14]. При этом, как известно, центры шарниров в МГ совпадают с центрами цевок (рис. 2, а и рис. 2, б).

Для РАГ можно выделить три варианта расположения УШ:

- в центре цевок ЗЭ (рис. 3, а) [14]. Может использоваться только при сравнительном теоретическом анализе;
- между цевками ЗЭ (рис. 3, б). Рабочий, но не всегда оптимальный вариант;
- по краям цевок ЗЭ (рис. 3, в). Более оптимальный вариант.

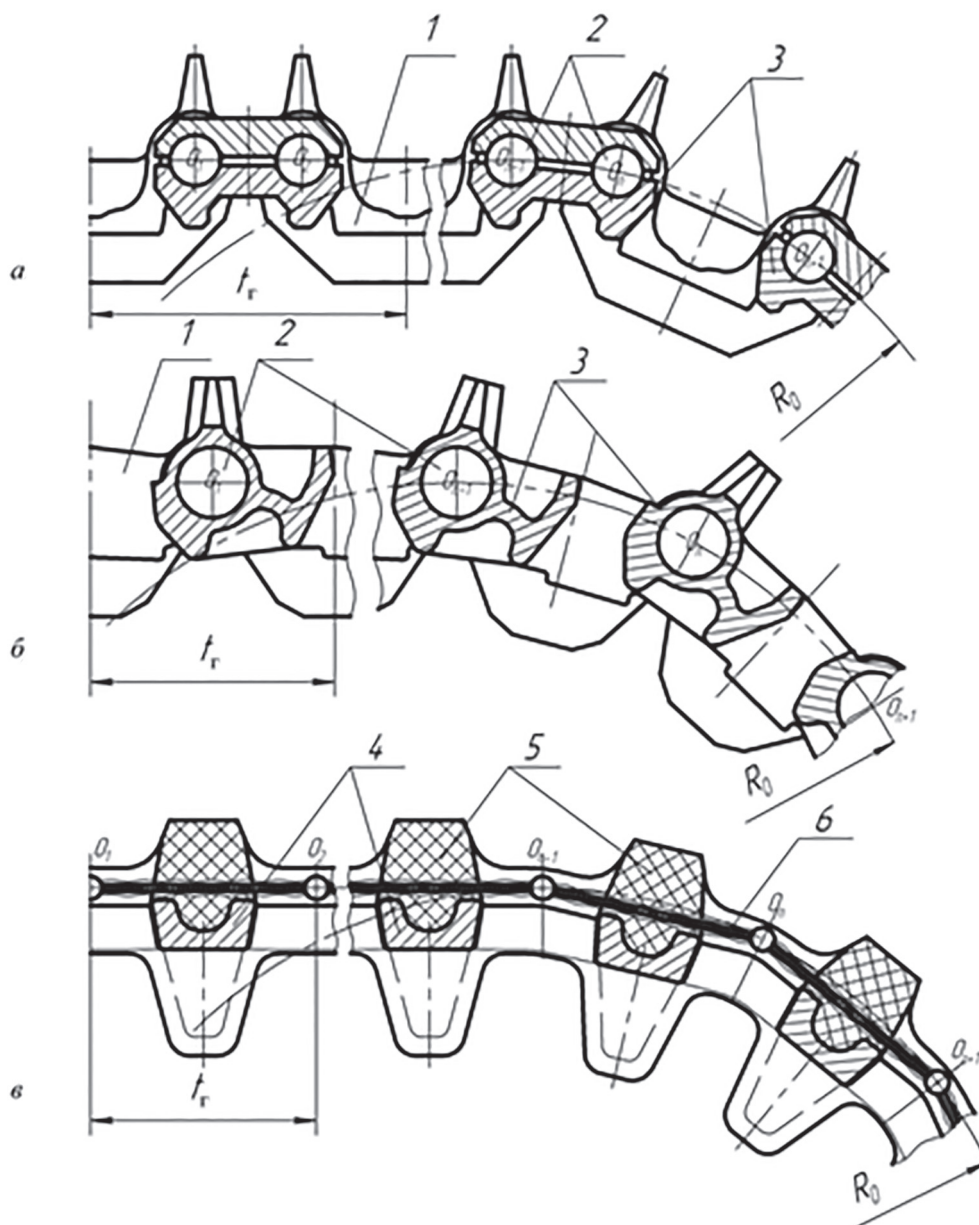


Рис. 2. Сравнительная схема расположения шарниров гусениц различных типов:

a – МГ с параллельным шарниром; *б* – МГ с последовательным шарниром; *в* – РАГ с условным шарниром;
 t_r – шаг гусениц; O – центры шарниров гусениц (для РАГ – условных шарниров); R_0 – радиус начальной окружности; 1 – звено МГ; 2 – шарнир МГ; 3 – цевка МГ; 4 – цевка закладного элемента РАГ;
5 – резиновый массив РАГ; 6 – армирующий силовой слой

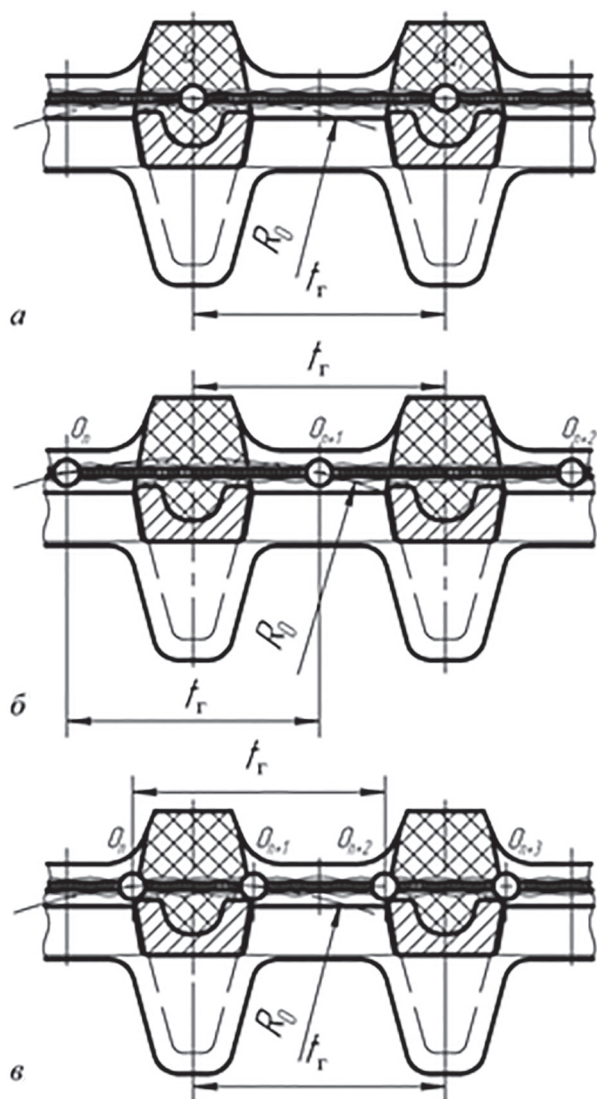


Рис. 3. Варианты расположения условных шарниров РАГ:

a – в центре цевок ЗЭ; *б* – между цевками ЗЭ; *в* – по краям цевок ЗЭ

Исходя из отечественного опыта создания конструкций ВК цевочного зацепления, точность конструкции ВК увеличивается с увеличением числа УШ РАГ, а трение и соответственно потери в зацеплении снижаются.

В случае, когда УШ РАГ расположен по краям цевок (рис. 3, *в*), каждое условное звено РАГ с шагом t_r укладывается на дуге ВК по ломанной линии (для других вариантов УШ каждое условное звено РАГ укладывается на дуге ВК по прямой).

Это различие необходимо учитывать при определении радиуса начальной окружности R_0 . Выражение (2) для такого случая приобретет вид:

$$R_0 = \frac{\cos(\alpha/2) \sqrt{t_r^2 + 2 t_{\text{УШ}} (t_{\text{УШ}} - t_r + (t_r - t_{\text{УШ}}) \cos(\alpha/2))}}{\sin \alpha},$$

где $t_{\text{УШ}}$ – расстояние между УШ, расположенными по краям цевки ЗЭ.

Затем УШ с элементами зацепления размещаются по начальной окружности. У МГ элементом зацепления является шарнир, а у РАГ – цевка ЗЭ с участком АрмСС, равным шагу t_r .

Далее для МГ определяется угол контакта φ между касательной к профильной кривой зуба и прямой, соединяющей центр элемента зацепления РАГ с осью вращения ВК [1–3].

Угол φ для РАГ определяется по формуле [1–3]:

$$\varphi = \theta + \alpha/2,$$

где угол зацепления $\theta = 24–28^\circ$ для ВК с числом зубьев $z_{\text{ВК}} = 12–14$ и $\theta = 19–25^\circ$ для ВК с числом зубьев $z_{\text{ВК}} = 10–11$.

При проектировании ВК под реальную (приобретенную) конструкцию РАГ угол φ известен конструктивно. Для исключения точечного и обеспечения поверхностного контакта зуба ВК с поверхностью цевки ЗЭ следует руководствоваться этим значением угла φ .

Как правило, реальные значения угла φ малы и составляют около 10° . Геометрически установлено, что при значении угла $\varphi = 16^\circ$ толщина ножки и головки зуба практически одинаковы, т.е. зуб имеет прямую форму. С уменьшением данного значения толщина головки зуба увеличивается, а толщина ножки уменьшается и наоборот. Поэтому реальным значением угла φ целесообразно руководствоваться только если оно превышает 16° (лучше 19°).

Расчетная схема ВК для второго варианта УШ РАГ (рис. 3, *б*) представлена на рисунке 4. Для остальных вариантов УШ РАГ расчетная схема различается только расположением УШ.

Размещенный на начальной окружности ВК элемент зацепления с УШ позволяет графически определить радиус окружности впадин ВК.

Для варианта УШ (рис. 3, *а*) радиус окружности впадин может быть рассчитан по формуле [1–3]:

$$R_{\text{ВП}} = R_0 - r_{\text{цо}}.$$

Для вариантов УШ (рис. 3, *б* и рис. 3, *в*), когда центр УШ лежит ниже дуги начальной окружности, т.е. образуется сегмент с недоста-

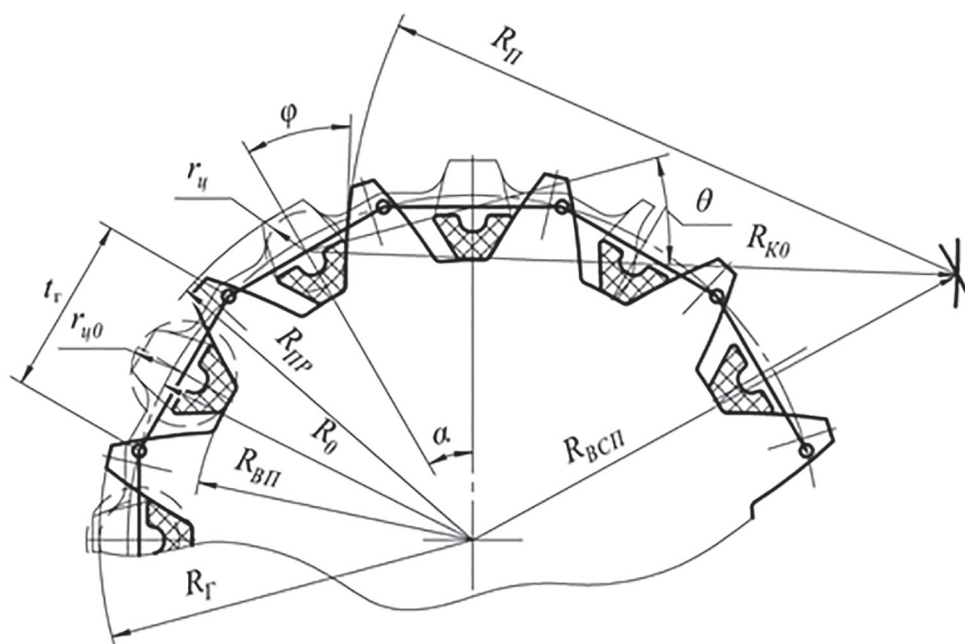


Рис. 4. Расчетная схема ВК для случая, когда УШ расположены между цевками ЗЭ:

$R_{ВП}$ – радиус окружности впадин; $R_{ВСП}$ – радиус вспомогательной окружности; $R_{Г}$ – радиус головок зубьев; $R_{К0}$ – радиус центральной дуги; $R_{П}$ – радиус профильной дуги окружности зуба; $R_{ПР}$ – радиус расположения вершины почвозацепа протектора РАГ; $r_{ц}$ – радиус цевки ЗЭ, отложенный из центра УШ до поверхности цевки ЗЭ, соприкасающейся с дугой профиля зуба ВК; $r_{ц0}$ – радиус цевки ЗЭ, отложенный из центра УШ до поверхности цевки ЗЭ, соприкасающейся с окружностью впадин ВК

ющей для расчета высот, радиус окружности впадин можно определить по формуле:

$$R_{ВП} = \sqrt{R_0^2 - \frac{t_{ВК}^2}{4}} - r_{ц0}.$$

Строится дуга вспомогательной окружности, на которой расположены центры профильных дуг зуба по формуле [1–3]:

$$R_{ВСП} = R_0 \operatorname{ctg} \varphi.$$

Радиус центральной дуги, определяющей положение точки на вспомогательной окружности, откуда откладывается дуга профиля зуба ВК, определяется по формуле [1–3]:

$$R_{К0} = R_0 / \sin \varphi.$$

Тогда радиус профильной дуги окружности зуба ВК определяется по формуле [1–3]:

$$R_{П} = R_{К0} - r_{ц}.$$

Центры УШ РАГ и, соответственно, окружностей радиусами $r_{ц0}$ и $r_{ц}$ откладываются на пересечении нормали, проходящей через точку контакта зуба и боковой поверхности цевки, и центральной линии АрмСС [14].

Ширина зубьев ВК выбирается по критерию посадки с зазором – минимальной, но при которой обеспечивается достаточный запас проч-

ности зуба. Ширину зуба по начальной окружности стараются принимать равной 0,3–0,4 шага РАГ из соображений прочности [12, 13], но так, чтобы зазор между поверхностью профиля зуба и цевки ЗЭ получился не менее 25 % от толщины цевки ЗЭ по начальной окружности (в плоскости звездочки).

Прочность зубьев ВК при действии нормальных напряжений изгиба и контактных напряжений определяется с помощью формул [1–3, 11] или аналогично с остальными элементами конструкции ВК (венцы, ступичная или спицевая части) с помощью метода конечных элементов и современных САД-систем. При этом значения допускаемых напряжений принимаются в соответствии с выбранным материалом ВК.

Цевки РАГ, как правило, покрыты резиновым облоем толщиной 3–4 мм. Он сдвигается зубьями ВК в процессе эксплуатации. Поэтому учитывать его наличие при проектировании ВК не нужно.

Далее определяется радиус головок зубьев ВК. Для РАГ он может быть определен по формуле [1–3]:

$$R_{Г} = R_0 + r_{ц0}.$$

В некоторых случаях при проектировании ВК для существующей конструкции РАГ вершины зубьев ВК могут оказаться выше протектора РАГ, что в случае опорного исполнения ВК приведет к касанию зубьев ВК опорной поверхности дороги.

Для исключения этого обстоятельства необходимо соблюдать граничное условие – окружность головок зубьев должна располагаться ниже окружности, построенной по линии протектора РАГ с учетом податливости резиновых слоев РАГ под весом машины и максимально возможного износа по высоте поверхностей цевок ЗЭ, соприкасающихся с окружностью впадин. Тогда, исходя из опыта эксплуатации РАГ:

$$R_{\Gamma} = R_{\text{РАГ}_{\text{пр}}} - (\Delta_{\text{рез}} + \Delta_{\text{ЗЭ}}) = R_{\text{РАГ}_{\text{пр}}} - 8 \dots 10 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\text{рез}}$ – податливость резиновых слоев РАГ под весом машины; $\Delta_{\text{ЗЭ}}$ – максимально возможный износ поверхностей цевок ЗЭ по высоте, соприкасающихся с окружностью впадин.

Далее необходимо скруглить вершины ножек и головок зубьев ВК.

В заключении следует определить толщину зуба ВК и соответственно толщину листовой заготовки для изготовления ВК. Для этого необходимо обеспечить зазор между стенками цевочного проема в поперечной плоскости и торцами зубьев ВК не менее 4 мм с каждой стороны, чтобы ограничить боковое скольжение РАГ по зубьям и окружности впадин ВК.

Существуют и другие способы профилирования зубьев ВК, применимые для РАГ. Например, кривая профиля зуба может быть образована радиусом, равным шагу гусеницы и отложенным от окружности впадин зубьев ВК. При этом ширина зуба определяется аналогично описанному выше способу.

Методики, подобные приведенным в работах [12, 13], являются более эмпирическими и ориентированы исключительно на МГ.

В завершении проектирования стоит графически проверить вход ВК в зацепление и выход из него. Для этого необходимо путем взаимного перемещения на произвольно выбранное, но равное расстояние перемещать зуб ВК по окружности и цевку ЗЭ РАГ вдоль прямой, фиксируя при этом относительное взаимное расположение контуров их профилей.

После графической проверки работоспособности зацепления для большей достоверности целесообразно изготовить шаблоны ВК из плотного картона, пластика с использованием

технологии 3D-печати или тонкого листового металла. Это обусловлено тем, что технологический процесс каждого отдельного производителя обеспечивает различное качество конструкции, что может породить множество дефектов в таком сложном полимерном изделии, как РАГ. Например, непостоянство шага (различие в несколько миллиметров), неравномерность укладки силового армирующего слоя в поперечном сечении конструкции и т.д.

В дальнейшем предполагается отработка и совершенствование полученной методики на реальных конструкциях ВК сельскохозяйственных тракторов и малогабаритных многоцелевых гусеничных шасси.

Выводы

1. Доказана необходимость индивидуального проектирования ВК под РАГ, исходя из конструктивных различий РАГ и МГ, а также повышенной нагруженности элементов гусеничного обвода при работе с РАГ.

2. Произведено обобщение основных методик и рекомендаций по проектированию ВК для МГ, их анализ и преобразование под особенности РАГ.

3. Исходя из опыта разработки, испытаний и эксплуатации РАГ, установлено, что при проектировании ВК РАГ следует считать звенчатой гусеницей с цевкой в виде ЗЭ, что обусловлено следующими факторами:

- перегиб РАГ происходит по ломанной линии, а не по дуге ввиду наличия в конструкции ЗЭ;
- РАГ имеет УШ, в которых происходит ее перегиб, в трех основных вариантах расположения: в центре цевок ЗЭ, между цевками ЗЭ и по краям цевок ЗЭ;
- элементом зацепления РАГ с ВК, в отличие от МГ, является цевка ЗЭ с участком АрмСС, равным длине шага РАГ.

4. Геометрически определены:

- оптимальные значения угла контакта φ для реальных конструкций РАГ, при которых обеспечивается нормальная форма зубьев ВК;
- расчетная зависимость радиуса начальной окружности R_0 для случая, когда УШ располагаются по краям цевок;
- расчетная зависимость радиуса окружности впадин $R_{\text{ВП}}$ для случаев, когда УШ располагаются по краям цевок и между цевками ЗЭ.

5. Сформулированы граничные условия и ограничения для определения:

- оптимальной ширины и толщины зубьев ВК с точки зрения работоспособности зацепления и прочности зубьев;
- оптимального значения радиуса головок зубьев R_r с точки зрения функциональности зацепления при опорном исполнении ВК.

6. Приведено два основных рабочих варианта построения дуги профиля зубьев ВК.

7. В итоге разработана методика проектирования ВК с выпуклым профилем зубьев цевочного зацепления с РАГ, позволяющая построить надежное и работоспособное гусеничное зацепление. Она может быть использована при разработке гусеничных ходовых систем тяговых и транспортных машин различного назначения, в том числе и малогабаритных самоходных гусеничных шасси.

8. Даны рекомендации по проверке работоспособности спроектированных ВК до их изготовления.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
3. Шарипов В.М., Дмитриева Л.А., Сергеев А.И., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Проектирование ходовых систем тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 82 с.
4. Федоткин Р.С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 204 с.
5. Федоткин Р.С., Бейненсон В.Д., Крючков В.А., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Резиноармированные гусеницы сельскохозяйственных тракторов. Жесткость при растяжении и изгибе // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 2 (28). С. 32–38.
6. Купрюнин Д.Г., Щельцын Н.А., Бейненсон В.Д., Федоткин Р.С., Белый И.Ф., Ревенко В.Ю. Экспериментальное исследование сравнительных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 3 (29). С. 16–24.
7. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. 232 с.

8. БТР Halftruck M5 Int // GVTM.RU: Официальный сайт государственного бюджетного учреждения культуры Московской области «Военно-технический музей». URL: http://gvtm.ru/btr_halftruck_m5_int. (дата обращения: 20.11.2016).

9. Черяпин А.М. Методика построения гусеничного зацепления // Тракторы и сельхозмашины. 1973. № 10. С. 24–26.
10. Черяпин А.М. Методика построения зацепления гусеничной цепи с ведущим колесом с плоским поверхностным контактом // Труды НАТИ «Создание и повышение надежности ходовых систем гусеничных и колесных тракторов». М.: НАТИ, 1981. С. 40–50.
11. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
12. Волков П.М., Козлов А.Г. Танки. Конструкция и расчет. В 3 ч. Ч. 3. Ходовая часть. М.: Военное изд-во военного министерства СССР, 1951. 320 с.
13. Антонов А.С., Белокосков В.И., Крылов Л.К. и др. Армейские гусеничные машины. В 2 ч. Ч. 2. Конструирование и расчет. М.: Военное изд-во Минобороны СССР, 1974. 436 с.
14. Скуратовский М.П., Бейненсон В.Д., Приходько Л.П., Ненашев К.С. Цевочное зацепление эластичной гусеницы с зубчатым колесом тракторов и других машин: патент на изобретение № 2071205, Российская Федерация. Опубликовано 27.12.1996.

References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2009, 752 p.
2. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.H., Bezrukov B.B., Gorodetskiy K.I., Davidkov B.N., Makarov A.R., Mikhailov V.A., Nabokih V.A., Naumov E.S., Parfenov A.P., Olisevich O.V., Feofanov Yu.A., Sharipova N.N., Schetinin Yu.S. Traktori. Konstruktsiya [Tractors. Construction]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2012, 790 p.
3. Sharipov V.M., Dmitrieva L.A., Sergeev A.I., Shevelev A.S., Schetinin Yu.S. Proektirovaniye hodovykh sistem traktorov [Designing of tractor undercarriage systems]. Moscow, Moscow St. techn. Univ. «MAAMI» Publ., 2006, 82 p.
4. Fedotkin R.S. Raschetno-eksperimentalnye metody otsenki nagruzhennosti i dolgovechnosti rezinoamirovannykh gusenit selskokhoziaystvennykh traktorov [Analytical-experimental evaluation methods of agricultural tractors rubber reinforced tracks loading and durability] PhD in Engineering thesis. Moscow, 2015, 204 p.

5. Fedotkin R.S., Beynenson V.D., Kryuchkov V.A., Sharipov V.M., Schetinin Yu.S. Rezinoarmirovannye gusenitcy selskokhoziaystvennykh traktorov. Zhestkost' pri rastiazhenii i izgibe [Rubber-reinforced caterpillar tracks of agricultural tractors. Stiffness at tension and bending]. Scientific peer-reviewed journal *Izvestiya MGTU MAMI*, 2016, no 2 (28), pp 32–38 (in Russ).
6. Kupryunin D.G., Scheltsin N.A., Beynenson V.D., Fedotkin R.S., Bely I.F., Revenko V.Y. Eksperimental'noe issledovanie sravnitelnykh pokazateley gusenichnykh dvizhiteley selskokhoziaystvennykh traktorov [Experimental study of comparative indicators of agricultural tractors caterpillar drive]. Scientific peer-reviewed journal *Izvestiya MGTU MAMI*, 2016, no 3 (29), pp 16–24 (in Russ).
7. Platonov V.F. Dinamika i nadezhnost gusenichnogo dvizhitelia [Dynamics and reliability of caterpillar mover]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 232 p.
8. BTR Halftruck M5 Int. Oficialnyy sayt gosudarstvennogo biudzhethnogo uchrezhdenia kultury Moskovskoy oblasti «Voenno-tekhnicheskiiy muzey» [The official site of State Budget Organization of culture of Moscow region «Military technical museum»] (in Russ). URL: http://gvtm.ru/btr_halftruck_m5_int. (accessed 20.11.2016).
9. Cheriapin A.M. Metodika postroeniya gusenichnogo zatsepteniya [The design method of track engagement]. *Traktori i sel'khoz mashini*, 1973, no. 10, pp. 24–26 (in Russ.).
10. Cheriapin A.M. Metodika postroeniya zatsepteniya gusenichnoy tsepi s veduschim kolesom s ploskim poverkhnostnym kontaktom [The design method of track and drive sprocket engagement with flat-plate contact]. *Trudy NATI «Sozdanie i povyshenie nadezhnosti khodovykh sistem gusenichnykh i kolesnykh traktorov»*. Moscow, NATI Publ., 1981, pp. 40–50 (in Russ).
11. Nosov N.A., Gladyshev V.D., Volkov Yu.P., Harchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Design and calculation of crawler vehicles]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972, 560 p.
12. Volkov P.M., Kozlov A.G. Tanki. Konstruktsiya i raschet. V 3 ch. Ch. 3. Khodovaya chast [Tanks. Design and calculation. In 3 parts. Part 3. Undercarriage]. Moscow, Voennoye izdatelstvo voennogo ministerstva USSR, 1951, 320 p.
13. Antonov A.S., Belokoskov V.I., Krylov L.K., Novokhatko I.S., Zapriagaev M.M., Grigorenko L.V., Kononovich Yu.A., Khavkhanov V.P., Pankov N.P. Armeyskie gusenichnye mashiny. V 2 ch. Ch. 2. Konstruirovaniye i raschet [Army's crawler vehicles. In 2 parts. Part 2. Designing and calculation]. Moscow, Voennoye izdatelstvo Minoborony USSR, 1974, 436 p.
14. Pat. RU No2071205 Skuratovskiy M.P., Beynenson V.D., Prihodko L.P., Nenashev K.S. Tsevochnoe zatsepteniye elastichnoy gusenitcy s zubchatym kolesom traktorov i drugih mashin [Pin engagement of elastic track and drive sprocket for tractors and other vehicles]. *Byul.* 1996. (In Russ).

ТОРМОЗ ПЕРЕДНИХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ТРАКТОРА «БЕЛАРУС»

BRAKE OF THE FRONT DRIVE WHEELS OF THE TRACTOR "BELARUS"

А.С. МЕЛЬНИКОВ, к.т.н.

О.В. БИЛЫК, к.т.н.

ЧОЙ КИ-ЙОНГ, к.т.н.

А.А. МЕЛЬНИКОВ

Белорусско-Российский университет, Могилев,
Республика Беларусь, f_av@bru.mogilev.by

A.S. MEL'NIKOV, PhD in Engineering

O.V. BILYK, PhD in Engineering

KI-YONG CHOY, PhD in Engineering

A.A. MEL'NIKOV

Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus,
f_av@bru.mogilev.by

Увеличение энергонасыщенности новых моделей тракторов «Беларус», а также массы буксируемых прицепов и агрегатируемых с ними агротехнологических орудий потребовало повышения эффективности тормозной системы тракторов. Целью исследования является повышение эффективности тормозной системы колесного трактора «Беларус МТЗ» путем создания колесных тормозов для передней оси при минимальных изменениях ее штатной конструкции. Разработанный барабанный тормоз с гидравлическим приводом передних ведущих колес трактора «Беларус МТЗ-1221» не требует значительных изменений штатной конструкции переднего моста трактора МТЗ и является адаптивным к антиблокировочной системе, функционирующей на основе измерения и анализа силовых факторов. Конструкция разработанного тормозного механизма позволяет его адаптацию к антиблокировочной системе, функционирующей на основе измерения и анализа сил, возникающих в контакте колес переднего моста трактора с опорной поверхностью. Эффективность торможения трактора «Беларус МТЗ-1221» обеспечивается за счет дополнительного использования его сцепного веса, приходящегося на его передний мост. Разработан комплект конструкторской документации барабанного тормоза для передних ведущих колес трактора «Беларус МТЗ-1221». Использование дополнительного сцепного веса трактора за счет колесных тормозов колес переднего моста трактора «Беларус МТЗ-1221» позволит повысить эффективность его торможения, а также конкурентоспособность колесных тракторов, производимых ОАО «Минский тракторный завод». Стендовые испытания подтвердили возможность реализации тормозами расчетных моментов, которые соответствуют весовым нагрузкам, приходящим на передний мост трактора «Беларус МТЗ-1221». Следовательно, разработанный тормозной механизм обеспечит эффективное использование сцепного веса трактора «Беларус МТЗ-1221».

Ключевые слова: тормозная система, повышение эффективности, колесный редуктор, колесный тормоз, основные параметры, методика расчета, алгоритм проектирования, тормозной момент, адаптивность, антиблокировочная система.

The increase in the energy saturation of the new models of tractors "Belarus", as well as the mass of towed trailers and agro-technological tools that are mounted with them, required an increase in the efficiency of the tractor braking system. The purpose of the study is to increase the efficiency of the braking system of the wheeled tractor "Belarus MTZ" by creating wheel brakes for the front axle with minimal changes in its standard design. The developed drum brake with hydraulic drive of the front drive wheels of the tractor "Belarus MTZ-1221" does not require significant changes in the standard design of the front axle of the MTZ tractor and is adaptive to the anti-lock system, which operates on the basis of measurement and analysis of force factors. The design of the developed brake mechanism allows its adaptation to the anti-lock system, which operates on the basis of measuring and analyzing the forces that arise in the contact of the wheels of the front axle of the tractor with the supporting surface. The braking effect of the tractor "Belarus MTZ-1221" is provided by additional use of its coupling weight, which falls on its front axle. A set of design documentation for the drum brake for the front driving wheels of the tractor "Belarus MTZ-1221" was developed. The use of an additional traction weight of the tractor due to the wheel brakes of the wheels of the front axle of the tractor "Belarus MTZ-1221" will increase the efficiency of its braking, as well as increase the competitiveness of wheeled tractors produced by the JSC "Minsk tractor works". Bench tests confirmed the possibility of braking the calculated moments corresponding to the weight load on the front axle of the tractor "Belarus MTZ-1221". Consequently, the developed brake mechanism will ensure effective use of the tractive weight of "Belarus MTZ-1221" tractor.

Keywords: braking system, increase of efficiency, wheel reducer, wheel brake, basic parameters, calculation technique, design algorithm, braking torque, adaptability, anti-lock braking system.

Введение

Выпуск новых энергонасыщенных моделей тракторов «Беларус», а также увеличение массы буксируемых прицепов и агрегатируемых с ними агротехнологических орудий потребовало повышения эффективности тормозной системы тракторов. Необходимо отметить, что передние колеса тракторов «Беларус» не имеют колесных тормозов. В то же время, колесные тракторы «Беларус» с прицепами/полуприцепами эксплуатируются на магистральных дорогах общего назначения.

Заметим, что в соответствии с предписанием Правила ЕЭК ООН № 13 [1–6] все колеса транспортного средства должны быть оснащены тормозами.

Цель исследования

Целью исследований является повышение эффективности тормозной системы трактора «Беларус МТЗ-1221» путем создания колесных тормозов его передней оси [1, 7–10].

Материалы и методы

Проведен анализ конструкции переднего ведущего моста трактора «Беларус МТЗ-1221», с целью включения колесных тормозов в его штатную конструкцию.

Колесная передача трактора «Беларус МТЗ-1221» (рис. 1) содержит колесный редуктор планетарно-цилиндрического типа. Редукторы смонтированы в корпусах соединенных с балкой моста с помощью осей 3 и могут поворачиваться относительно балки переднего ведущего моста на двух подшипниках 9. Соединение осей с корпусом колесного редуктора осуществляется с помощью болтов 4. Для регулировки угла поворота колесных редукторов служит винт 38 и контргайка 37. Смазка шкворневых осей 3 осуществляется через масленки 6, установленные на осях. От попадания грязи масленки защищены резиновыми колпачками 5. Для предотвращения попадания грязи к подшипникам шкворня в рукавах балки моста установлены стаканы 8 с уплотнительными резиновыми кольцами 7. Регулировка подшипников 9 шкворня осуществляется прокладками 2, расположенными только под верхними осями 3. Шкворневые оси 3 закреплены болтами 4, смазка осей осуществляется с помощью масленки 6, закрытой колпачком 5. Колесный редуктор 1 состоит из сдвоенного шарнира, цилиндрической и планетарной передач, ры-

чагов управления поворотом передних колес. Сдвоенный шарнир соединен с дифференциалом переднего ведущего моста посредством полуосевого вала со шлицевыми концами 13 с одной стороны, а с другой – с ведущей шестерней цилиндрической передачи.

Ведущая шестерня монтируется на двух роликовых конических подшипниках. Один из них установлен в расточке корпуса редуктора, второй – в стакане. Корпус переднего ведущего моста 21, установленный на оси качания 24, которая смазывается с помощью масленки 42, содержит дифференциал 16 с конической ведомой шестерней 19 зафиксированной гайкой 20. Место посадки правого 22 и левого 14 рукавов, установленных в корпусе переднего моста 21, уплотнены кольцом резиновым 16, регулировка осуществляется регулировочными прокладками 15. Дифференциал 16 получает привод от ведущей конической шестерни 36, на которой установлен фланец, зафиксированный гайкой 33. Коническая шестерня 36 установлена в стакане 29 на роликовых подшипниках 34 и 35, уплотнение и регулировка обеспечивается кольцом резиновым 27, манжетой 32, маслосгонным кольцом 31, регулировочными шайбами 30 и регулировочными прокладками 28. Для заполнения маслом редуктора и переднего моста используются заливные пробки 39, 25, для слива масла – пробки 40, 41 и 26, для предотвращения создания в полости моста избыточного давления имеется сапун 17.

Анализ колесных тормозов ведущих фирм производителей тракторов показал, что несмотря на большое разнообразие тормозных систем отдельных моделей тракторов имеются и общие принципы, по которым строятся современные тормозные системы.

Рабочие тормоза подавляющего большинства тракторов – фирм «Сэйм» (SAME), «Ситайр» (STEYR), «Казе Их» (CASE IH), «Мэсси Фергюсон» (MASSEY FERGUSON), «Линднер» (LINDNER) и др. дисковые, работающие в масле, встроенные в задний мост и расположенные перед конечной передачей тракторов.

Вследствие увеличения максимальной скорости движения машинно-тракторного агрегата при выполнении транспортных работ до 50 км/ч в процессе торможения участвуют все ведущие колеса, что обеспечивается подключением переднего ведущего моста при торможении или установкой отдельного тормоза в приводе переднего ведущего

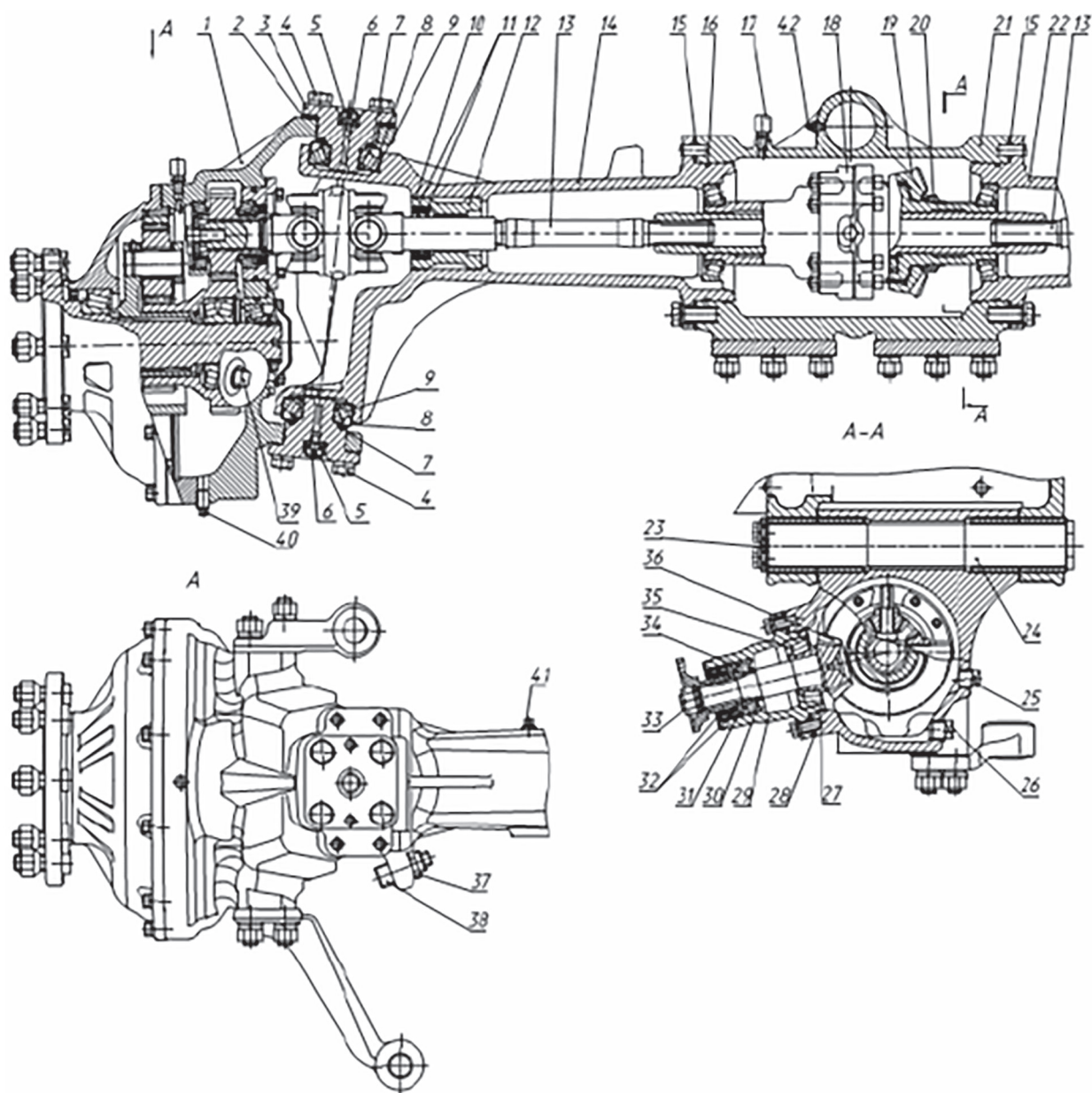


Рис. 1. Передний ведущий мост трактора «Беларус МТЗ-1221»:

- 1 – редуктор конечной передачи; 2, 15, 28 – регулировочные прокладки; 3 – ось шкворня; 4 – болт; 5 – колшачок; 6 – масленка; 7, 10, 16, 27 – кольцо резиновое; 8 – стакан; 9, 34, 35 – подшипник роликовый конический; 11, 32 – манжета; 12 – обойма; 13 – вал полуосевой; 14 – рукав левый; 17 – сапун; 18 – дифференциал; 19 – коническая ведомая шестерня; 20 – гайка; 21 – корпус переднего ведущего моста; 22 – рукав правый; 23 – шайба; 24 – ось качания; 25 – пробка; 26 – пробка сливная; 29 – стакан ведущей шестерни; 30 – регулировочные шайбы; 31 – маслосгонное кольцо; 33 – гайка; 36 – ведущая коническая шестерня; 37 – контргайка; 38 – винт; 39 – пробка заливная; 40 – пробка сливная; 41 – пробка заливная; 42 – масленка

моста. Такие фирмы, как «Сэйм» (SAME), «Ламборгини» (LAMBORGHINI), «Хурлиман» (HURLIMAN), «Ландини» (LANDINI), «Дойтц» (DEUTZ), устанавливают тормоза в переднем ведущем мосту.

Фирма «Джей Си Би» (JCB) на тракторах серии Fastrac устанавливает сухие дисковые тормоза (как на легковых автомобилях).

Управление тормозами гидравлическое, модели тракторов мощностью свыше 100 л. с., как правило, снабжены гидравлическим сервоусилителем.

Тракторы на французском рынке комплектуются гидравлическими системами торможения прицепов. Тракторов с комбинированной (одно- и двухпроводной) пневматической

системой торможения прицепов значительно меньше.

Привод рабочих тормозов отдельный, двухпедальный на правую и левую стороны, педали блокируются различными устройствами (планки, штыри, скобы).

Таким образом, на основе анализа конструктивных особенностей колесной передачи передних колес трактора «Беларус МТЗ-1221», рассмотренных тракторных тормозов различных фирм производителей, учитывая также разработанные ранее способы торможения колес мобильной машины и различных конструкций тормозов [11–16], а также исходя из преимущественных условий работы тракторов, для передних колес трактора выбран барабанный тормозной механизм.

Барабанный тормозной механизм, в отличие от тормозов, размещенных в масляной ванне требует значительно меньшей трудоемкости при обслуживании и ремонте, поскольку обеспечивает доступ к нему без снятия узлов и агрегатов, а также обладает большей защищенностью рабочей поверхности тормозного механизма от загрязнений, в отличие от дискового тормоза, и, как следствие, меньшей потерей эффективности и меньшим износом при работе в условиях повышенной загрязненности, увлажненности и т.д., присутствующими в традиционных условиях работы трактора.

Особенности конструкции и привода разработанного тормозного механизма позволяют адаптировать его к антиблокировочной системе, функционирующей на принципе управления, который построен на анализе силовых факторов. Эти факторы возникают в контакте колеса с опорной поверхностью, которая в перспективе может быть установлена на тракторе [1, 3, 7–18].

Кроме этого выбор барабанного тормоза обусловлен следующими причинами.

Во-первых, наличие фланца полуоси позволяет закрепить на нем тормозной барабан, что дает возможность избежать введения в конструкцию колесной передачи дополнительных конструктивных элементов, необходимых для установки, тормозного барабана. Кроме того, учитывая, что к фланцу полуоси крепится колесный диск, появляется возможность закрепить на фланце полуоси одними и теми же болтами колесный диск и тормозной барабан.

Во-вторых, наличие конструктивного пространства между фланцем полуоси и поверхностью крышки редуктора позволяет разместить непосредственно на редукторной крышке тормозной щит с установленными на нем тормозными колодками.

В-третьих, поскольку барабанный тормоз является более защищенным от попадания на рабочие поверхности влаги пыли, грязи т.п. по сравнению с дисковым тормозом, и учитывая условия работы трактора именно в условиях пахотного поля, животноводческих ферм и т.д., выбор барабанного тормоза является вполне очевидным.

Расположение опор и разжимного устройства тормозного механизма представлено на рисунке 2.

Каждая колодка имеет собственную неподвижную опору. Это позволяет выполнять регулировку опор концов каждой колодки в отдельности для равномерного прилегания накладки 7 колодки 8 к тормозному барабану 12, соединенному с полуосью 13.

На тормозном щите 2 неподвижно укрепленном на крышке редуктора установлены две колодки 8 с накладками 7. Нижняя часть

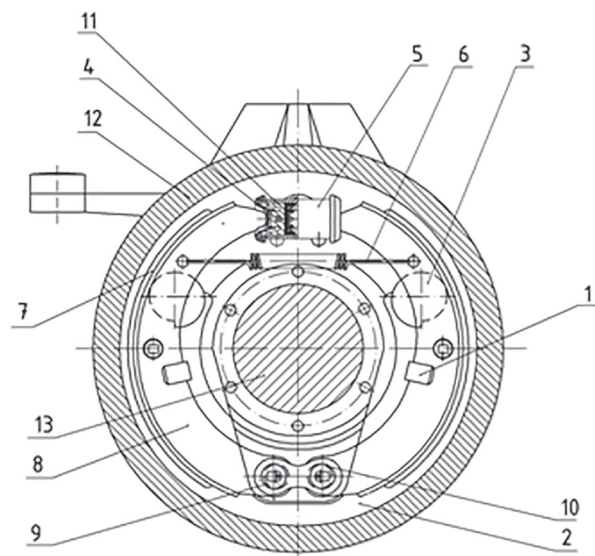


Рис. 2. Тормозной механизм передних ведущих колес трактора с односторонними отдельными опорами тормозных колодок:

- 1 – скоба; 2 – щит тормозной; 3 – эксцентрик;
- 4 – толкатель рабочего цилиндра тормоза;
- 5 – рабочий цилиндр тормоза; 6 – пружина;
- 7 – накладка; 8 – колодка; 9 – шайба;
- 10 – регулировочные пальцы; 11 – поршень рабочего цилиндра тормоза; 12 – барабан тормозной; 13 – полуось

колодок связана с тормозным щитом шарнирно посредством регулировочных пальцев 10 с эксцентриковыми шайбами 9, которые могут вращаться вместе с пальцами в отверстиях полок колодок. Пальцы крепятся в отверстиях тормозного щита гайками. Опорами для верхней части колодок являются эксцентрики 3; колодки прижимаются к ним пружинной 6. Боковое смещение колодок предотвращается скобами 1. В верхние концы колодок упираются толкатели 4 поршней 11 рабочего цилиндра 5.

Взаимное расположение тормозного механизма, элементов колесной передачи и колесного диска показано на рисунке 3. На крышке редуктора 8 установлен щит тормозной 12, на котором размещены гидроцилиндр 4 воздействующий на колодку 6, регулировка зазора, которой осуществляется эксцентриком 7. Тормозной барабан 3 вместе с диском колесным 2 прикреплен болтами 5 к фланцу полуоси 11, вращение которой передается редуктором размещенном в корпусе 9 от карданной передачи 10.

Конструктивные особенности разработанного тормоза позволяют устанавливать его на переднем ведущем мосту трактора без значительных изменений штатной конструкции конечной колесной передачи трактора. Изменение конструкции полуоси колесной передачи заключается в увеличении ее длины, для того чтобы увеличить конструктивное пространство между фланцем полуоси и крышкой редуктора, необходимое для размещения тормозного механизма.

Изменениями конструкции крышки редуктора является увеличение ее размера в осевом направлении, необходимое для установки подшипника полуоси увеличенной длины; кроме этого на наружной поверхности крышки редуктора создаются посадочные поверхности для установки и закрепления тормозного щита. Разработанный барабанный тормозной механизм, установленный на переднем ведущем мосту трактора «Беларус МТЗ -1221», показан на рисунке 4.

Таким образом, можно видеть, что разработанный барабанный тормоз для передних ведущих колес трактора «Беларус МТЗ-1221» не требует какого-либо значительного изменения конструкции переднего ведущего моста, а незначительные изменения касаются только двух деталей колесной передачи – полуоси и крышки редуктора.

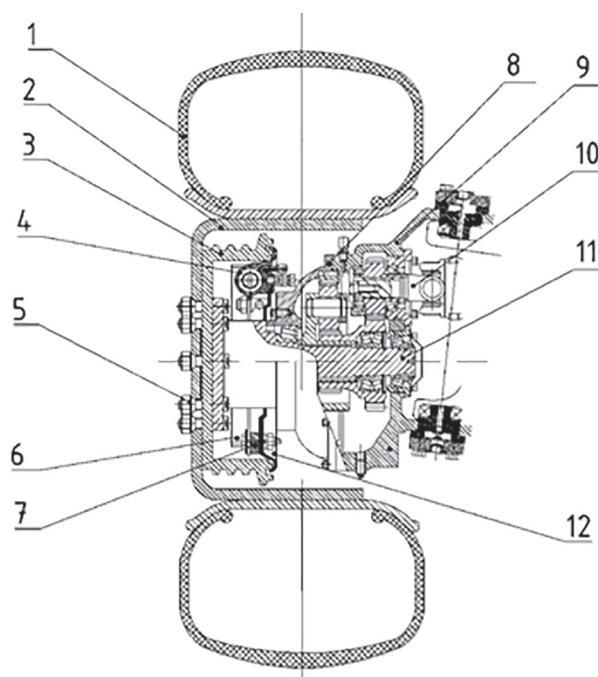


Рис. 3. Тормозной механизм передних ведущих колес трактора с неподвижными опорами:

1 – шина; 2 – диск колесный; 3 – барабан тормозной; 4 – гидроцилиндр; 5 – болт; 6 – колодка тормозная; 7 – эксцентрик; 8 – крышка редуктора; 9 – корпус редуктора; 10 – карданная передача; 11 – полуось; 12 – щит тормозной

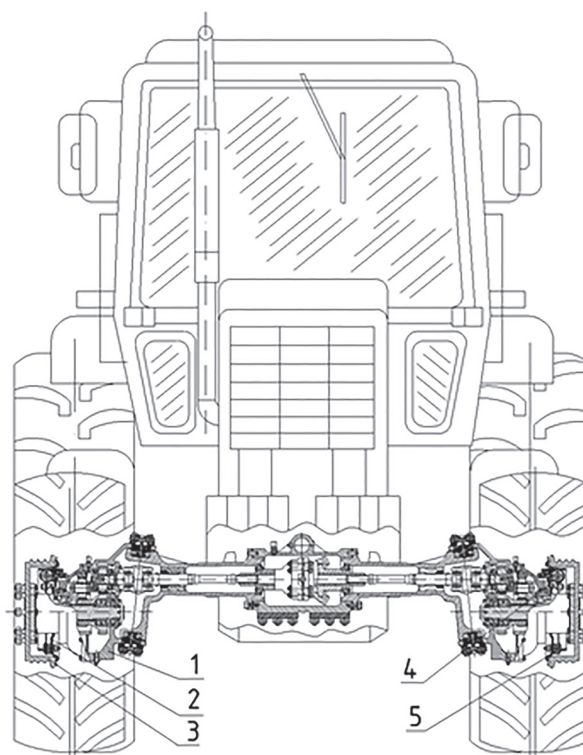


Рис. 4. Передний ведущий мост с разработанными колесными тормозными механизмами:

1 – редуктор колесной передачи; 2 – щит тормозной; 3 – барабан тормозной; 4 – гидроцилиндр; 5 – опора тормозной колодки

При таком способе установки тормозного механизма облегчается доступ к обслуживанию и ремонту тормозного механизма, так как, снимая колесный диск, мы можем снять и тормозной барабан 3, благодаря чему будет обеспечен доступ к щиту тормозному 2, гидроцилиндру 4, опоре тормозной колодки 5 и редуктору колесной передачи 1 (рис. 4).

Результаты и обсуждение

Проанализируем основные результаты расчета барабанного тормозного механизма для передних ведущих колес трактора, полученные с помощью разработанной методики проектирования тормозных систем.

На этапе функционального расчета из рассмотрения сил, действующих на трактор при установившемся торможении на горизонтальном участке дороги, определяем максимальный момент трения переднего тормоза трактора, исходя из условия полного использования сцепления шин с дорогой. При определении требуемого максимального тормозного момента принимаем: ϕ – коэффициент сцепления шин с дорогой; $\phi = 0,79$; r – радиус качения колеса; $r = 0,501$ м; M – максимально допустимая масса, кг; $M = 8000$ кг; a и h – продольная и вертикальная координаты центра масс трактора, м; $a = 1,739$ м; $h = 1,2$ м; L – продольная база трактора, м; $L = 2,76$ м.

Тогда требуемый тормозной момент, который должен развивать предлагаемый тормоз передних колес трактора для полного использования сцепления шин с дорогой и, тем самым, обеспечения максимальной эффективности торможения, равен $M_{\text{трб}} = 4451,1$ Н·м.

Для оценки возможности использования тормозного механизма с рассчитанными параметрами для передних ведущих колес трактора определим развиваемый тормозной момент тормозного механизма.

При определении развиваемого тормозного момента принимаем следующие исходные данные: расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодки $c = 0,048$ м; радиус качения колеса $r = 0,501$ м; угол поворота колодки $\alpha = 12^\circ$; сила, прижимающая колодку к барабану, $N = 22890,6$ Н; плечо вращения колодки $H = 0,280$ м.

В результате расчета получаем, что значение развиваемого тормозного момента тормозного механизма равно $M_{\text{тр}} = 5178,54$ Н·м.

Оценивая значения требуемого и развиваемого тормозных моментов, можно сделать вывод, что развиваемый тормозной момент больше требуемого расчетного момента. Следовательно, тормозной механизм обеспечит эффективное использование сцепного веса трактора «Беларус МТЗ-1221».

Заключение

Предложена конструкция колесного барабанного тормоза для колес передней ведущей оси трактора «Беларус МТЗ-1221».

Конструктивные параметры разработанного тормозного механизма позволяют включить тормоза в колесные узлы переднего моста трактора МТЗ без значительных изменений его штатной конструкции.

Конструкция разработанного тормозного механизма позволяет его адаптацию к антиблокировочной системе, которая функционирует на основе измерения и анализа сил, возникающих в контакте колес переднего моста трактора с опорной поверхностью.

Эффективность торможения трактора «Беларус МТЗ-1221» обеспечивается за счет дополнительного использования его сцепного веса, приходящегося на его передний мост.

Использование дополнительного сцепного веса трактора за счет колесных тормозов колес переднего моста трактора «Беларус МТЗ-1221» позволит повысить эффективность его торможения, а также конкурентоспособность колесных тракторов, производимых ОАО «Минский тракторный завод».

Литература

1. Сазонов И.С., Амелеченко П.А., Ким В.А., Мельников А.С., Дубовик Д.А. Тормозные системы колесных машин: монография / под общ. ред. И.С. Сазонова. Могилев: Белорусско-Российский университет, 2011. 351 с.
2. Сазонов И.С., Амелеченко П.А., Ким В.А. Динамика колесных машин: монография / под общ. ред. И.С. Сазонова. Могилев: Белорусско-Российский университет, 2006. 461 с.
3. Ким В.А. Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа: монография. Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. 346 с.
4. Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н., Новожилов М.В. Тормозные устройства: справочник / под общ. ред. М.П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985. 312 с.

5. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М.: Машгиз, 1950. 130 с.
6. Мамити Г. И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. Минск: Дизайн ПРО, 1997. 111 с.
7. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. Методика анализа кинематических параметров дискового тормоза, адаптивного к механической антиблокировочной системе // Автомобильная промышленность. 2011. № 5. С. 10–12.
8. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А., Амельченко П.А., Схемотехническая реализация датчиков измерения боковых реакций на колеса мотоцикла // Вестник Белорусско-Российского университета. 2014. № 3. С. 44–55.
9. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А., Билык О.В., Василевский В.И. Алгоритм системы активной безопасности двухколесной мобильной машины // Вестник Белорусско-Российского университета. 2012. № 4. С. 40–49.
10. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. Системы активной безопасности двухколесных транспортных средств // Вестник Белорусско-Российского университета. 2010. № 4. С. 37–45.
11. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А., Мамити Г.И. Дисковый тормозной механизм транспортного средства и способ торможения вращающегося колеса транспортного средства. Патент РБ № 20342. 2016.
12. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А., Амельченко П.А., Петренко М.Л., Юшкевич А.В. Дисковый тормозной механизм с осевым нажатием. Патент РБ № 11074. 2016.
13. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А., Амельченко П.А., Петренко М.Л., Юшкевич А.В. Тормоз ведущего переднего моста колесного трактора. Патент РБ № 9620. 2013.
14. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А., Амельченко П.А., Стасилевич А.Г., Петренко М.Л., Юшкевич А.В. Дисковый тормозной механизм. Патент РБ № 9621. 2013.
15. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. Способ торможения вращающегося колеса транспортного средства и устройство для его осуществления. Патент РБ № 17076. 2013.
16. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. Способ торможения вращающегося колеса мобильной машины и устройство для его осуществления. Патент РБ № 16832. 2013.
17. Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. Тормозная система мотоцикла. Патент РБ № 17082. 2013.
18. Сазонов И.С., Ким В.А., Ким В.А., Ким Ф.А., Андреев Р.М., Минченя В.Т., Бочкарев Г.В., Мельников А.С. Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства. Евразийский патент № 017953, 2013.

References

1. Sazonov I.S., Amel'chenko P.A., Kim V.A., Mel'nikov A.S., Dubovik D.A. Tormoznye sistemy kolesnykh mashin [Brake systems of wheeled vehicles]. Pod obshch. red. I.S. Sazonova. Mogilev: Belorussko-Rossiyskiy universitet Publ., 2011. 351 p.
2. Sazonov I.S., Amel'chenko P.A., Kim V.A. Dinamika kolesnykh mashin [Dynamics of wheeled vehicles]. Pod obshch. red. I.S. Sazonova. Mogilev, Belorussko-Rossiyskiy universitet Publ., 2006. 461 p.
3. Kim V.A. Metodologiya sozdaniya adaptivnykh SAB ATS na osnove silovogo analiza [Methodology for creating of the system of active safety of vehicle based on force analysis]. Mogilev: Belorussko-Rossiyskiy universitet Publ., 2003. 346 p.
4. Aleksandrov M.P., Lysyakov A.G., Fedoseev V.N., Novozhilov M.V. Tormoznye ustroystva: Spravochnik [Brake devices: Reference book]. Pod obshch. red. M.P. Aleksandrova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985. 312 p.
5. Bukharin N. A. Tormoznye sistemy avtomobiley [Automobiles brake systems]. Moscow: Mashgiz Publ., 1950. 130 p.
6. Mamiti G. I. Proektirovanie tormozov avtomobiley i mototsiklov [Design of brakes for automobiles and motorcycles]. Minsk: Dizayn PRO Publ., 1997. 111 p.
7. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A. Technique for analyzing the kinematic parameters of a brake disc, adaptive to a mechanical anti-lock system. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2011. No 5, pp. 10–12 (In Russ.).
8. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A. Amel'chenko P.A. Schematic implementation of sensors measuring side reactions to motorcycle wheels. Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta. 2014. No 3, pp. 44–55 (In Russ.).
9. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A., Bilyk O.V., Vasilevskiy V.I. Algorithm of the active safety system of a two-wheeled mobile machine. Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta. 2012. No 4, pp. 40–49 (In Russ.).
10. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A. Active safety systems of two-wheeled vehicles. Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta. 2010. No 4, pp. 37–45 (In Russ.).

11. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A., Mamiti G.I. Diskovyy tormoznoy mekhanizm transportnogo sredstva i sposob tormozheniya vrashchayushchegosya koleasa transportnogo sredstva [The disc brake mechanism of the vehicle and the method of braking the rotating wheel of the vehicle]. Patent RB No 20342. 2016.
12. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A., Amel'chenko P.A., Petrenko M.L., Yushkevich A.V. Diskovyy tormoznoy mekhanizm s oseвым nazhatiem [Brake disk mechanism with axial push]. Patent RB No 11074. 2016.
13. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A., Amel'chenko P.A., Petrenko M.L., Yushkevich A.V. Tormoz vedushchego perednego mosta kolesnogo traktora [Brake of the front axle of the wheeled tractor]. Patent RB No 9620. 2013.
14. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A., Amel'chenko P.A., Stasilevich A.G., Petrenko M.L., Yushkevich A.V. Diskovyy tormoznoy mekhanizm [Brake disk mechanism]. Patent RB No 9621. 2013.
15. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A. Spособ tormozheniya vrashchayushchego koleasa transportnogo sredstva i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [The method of braking the rotary wheel of a vehicle and the device for carrying it out]. Patent RB No 17076. 2013.
16. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A. Spособ tormozheniya vrashchayushchego koleasa mobil'noy mashiny i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [The method of braking a rotary wheel of a mobile machine and an apparatus for carrying it out]. Patent RB No 16832. 2013.
17. Mel'nikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A. Tormoznaya sistema mototsikla [Brake system of a motorcycle]. Patent RB No 17082. 2013.
18. Sazonov I.S., Kim V.A., Kim V.A., Kim F.A., Andreev R.M., Minchenya V.T., Bochkarev G.V., Mel'nikov A.S. Spособ upravleniya anti-blokirovochnoy sistemoy tormozheniya transportnogo sredstva [The method for controlling the anti-lock braking system of a vehicle]. Evraziyskiy patent No 017953. 2013.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ БЕРЕЖНОЙ ОТГРУЗКИ КОЧАНОВ КАПУСТЫ ПРИ МАШИННОЙ УБОРКЕ

THE ESTIMATION OF CONSTRUCTION AND PARAMETERS FOR CAREFUL LOADING OF CABBAGE HEADS BY MACHINE-HARVESTING

С.С. АЛАТЫРЕВ, д.т.н.
И.С. КРУЧИНКИНА, к.т.н.
А.П. ЮРКИН
А.С. АЛАТЫРЕВ

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, Чебоксары, Россия, if7@academy21.ru

S.S. ALATYREV, DSc in Engineering
I.S. CRUCHINKINA, PhD in Engineering
A.P. YURKIN
A.S. ALATYREV

Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia, if7@academy21.ru

При традиционной машинной уборке капусты ее кочаны в значительной степени механически повреждаются, что снижает их лежкость при хранении. Основная часть повреждений приходится на процессы отгрузки кочанов элеватором в кузов транспортного средства навалом и разгрузки его при закладке капусты на хранение в буртах. В существующих конструкциях и известных работах не найдены решения на практическом уровне, которые можно было бы реализовать с максимальной результативностью на уборке белокочанной капусты. В этой связи цель исследования состоит в обосновании конструкции и основных параметров приспособления для бережной отгрузки кочанов капусты при машинной уборке. Для этого предложен новый способ машинной уборки капусты (патент РФ № 2554403), где в отличие от традиционного способа кочаны сначала отгружают в шадящем режиме на гибкий настил корытообразной формы, установленный на специальной стойке над съемными контейнерами в кузове сопровождающего транспортного средства. Затем кочаны с настила бережно перекалывают в контейнеры для последующей закладки их на хранение. Эффективность использования предложенного приспособления и степень снижения повреждаемости кочанов в процессе отгрузки зависит от его конструктивного исполнения и корректного обоснования параметров. Характер протекания процесса отгрузки кочанов существенно зависит от вида кривой провисания корытообразной формы настила. С целью обоснования конструкции и параметров приспособления для бережной отгрузки кочанов капусты при машинной уборке предложена математическая модель конструкции, используя которую, определены необходимые параметры предложенного приспособления.

Ключевые слова: машинная уборка капусты, гибкий настил корытообразной формы, положение наибольшего провисания.

When cabbage is traditionally machine-cleaned, its heads are mechanically damaged to a considerable extent, which reduces their shelf life during storage. The bulk of the damage is attributed to the processes of shipment of the heads to the body of the vehicle in bulk and unloading it when laying cabbage for storage in the coats. In existing designs and well-known works, no practical solutions were found, which could be realized with maximum efficiency in harvesting cabbage. In this regard, the aim of the study is to substantiate the design and basic parameters of the device for the careful shipment of cabbage heads during machine harvesting. For this purpose, a new method for machine harvesting cabbage is proposed (patent RF 2554403), where, unlike the traditional method, the head is first shipped in a sparing mode on a flexible trough-shaped flooring installed on a special rack above the detachable containers in the body of the accompanying vehicle. Then the heads from the flooring are gently transferred to containers for subsequent storage in them. The efficiency of the use of the proposed device and the degree of reduction of head damage in the process of shipment depends on its design and correct justification of the parameters. The nature of the flow of the process of shipment of heads is essentially dependent on the type of sagging curve of the trough-like form of the flooring. For the purpose of substantiating the design and parameters of the device for careful shipment of cabbage heads during machine cleaning, a mathematical model of the construction is proposed, using which the necessary parameters of the proposed device are determined.

Keywords: cabbage machine cleaning, flexible trough flooring, position of greatest sagging.

Введение

При традиционной машинной уборке кочаны капусты механически повреждаются в значительной степени, что снижает их лежкость при хранении [1].

Основная часть повреждений приходится на процессы отгрузки кочанов элеватором в кузов транспортного средства навалом и разгрузки его при закладке капусты на хранение в буртах.

Цель исследования

В настоящее время, как показывает проведенный анализ, процесс отгрузки овощной продукции при машинной уборке в кузов транспортного средства частично изучен отечественными [2] и зарубежными [3] учеными. Предложены технические решения [4], направленные на снижение повреждаемости овощей при машинной уборке. Однако в существующих конструкциях и известных работах не найдены решения на практическом уровне, которые можно было реализовать с максимальной результативностью на уборке белокочанной капусты.

В этой связи цель исследования состоит в обосновании конструкции и основных параметров приспособления для бережной отгрузки кочанов капусты при машинной уборке.

Материалы и методы исследования

В рамках поставленной цели предложен новый способ машинной уборки капусты, позволяющий значительно снизить повреждаемость кочанов при отгрузке и закладке на хранение [5].

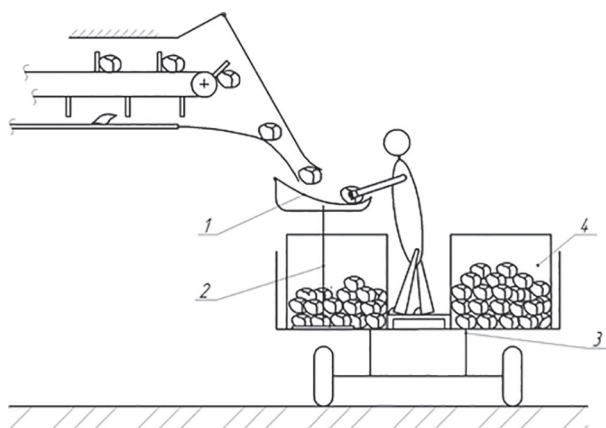


Рис. 1 Схема отгрузки кочанов с использованием гибкого настила при машинной уборке капусты для длительного хранения

При этом в отличие от традиционного способа уборки кочаны сначала отгружают на гибкий настил корытообразной формы 1, установленный на специальной стойке 2 на платформе транспортного средства 3 над съемными контейнерами 4 (рис. 1). Одновременно рабочие, находясь на платформе, достают кочаны с поверхности настила и бережно укладывают в контейнеры 4, ориентируя кочерыгами в сторону бортов.

После наполнения контейнеров кочанами капусты транспортное средство отправляют в хранилище, где с помощью вилочного погрузчика груженные контейнеры заменяют порожними, оставляя гибкий настил 1 со стойкой 2 на платформе для выполнения последующего цикла работы. Далее транспортное средство с порожними контейнерами и описанным выше приспособлением отправляется на поле для сопровождения капустоуборочного комбайна.

Оставленные контейнеры с кочанами капусты устанавливают в хранилище в штабелях с помощью того же вилочного погрузчика.

Эффективность использования приспособления и степень снижения повреждаемости кочанов в процессе отгрузки зависят от его конструктивного исполнения и корректного обоснования параметров.

Так, в данном приспособлении края подвеса гибкого настила могут находиться как на одном (рис. 2, а), так и на разных уровнях (рис. 2, б).

Из приведенных схем наиболее предпочтительной является схема на рисунке 2, б, когда край В находится ниже края А на величину h . В этом случае кочаны капусты после падения на настил скатываются вниз по наклонной по-

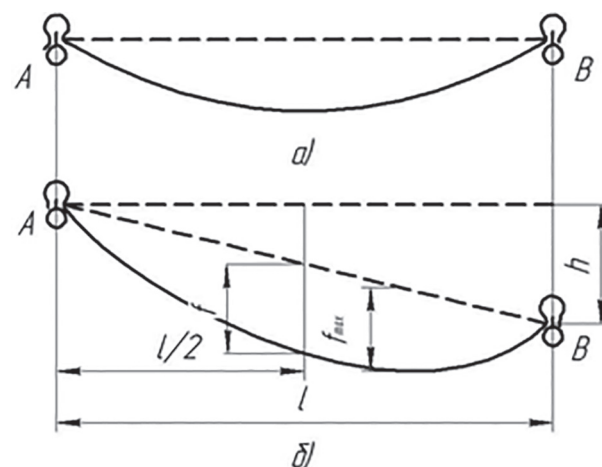


Рис. 2. Схемы размещения гибкого настила на стойке

верхности и занимают устойчивое положение на месте наибольшего провисания f_{\max} у правого края настила. Этим исключается вероятность соударения кочанов между собой в процессе отгрузки.

При этом, также кочаны накапливаются в том месте, откуда их легко доставать рабочим при перекладке в контейнеры.

Характер протекания процесса отгрузки кочанов существенно зависит от вида кривой провисания настила. Для более полного представления о кривой провисания настила считаем его идеально гибким. Тогда, полагая растягивающие усилия в любом сечении настила касательными к кривой провисания, действующие в настиле усилия в точках крепления А и В равны реакциям R_A и R_B .

Представляя реакции опор в виде горизонтальных (R_{AZ}, R_{BZ}) и вертикальных (R_{AY}, R_{BY}) составляющих и рассматривая систему в статике (рис. 3), найдем:

$$\sum F_{KZ} = -R_{AZ} + R_{BZ} = 0;$$

$$\sum F_{KY} = -R_{AY} - R_{BY} + ql = 0;$$

$$\sum m(F_K) = R_{AZ}h - R_{AY}l + \frac{ql^2}{2} = 0,$$

откуда

$$R_{AZ} = R_{BZ}; \quad (1)$$

$$R_{AY} = \frac{ql}{2} + R_{AZ} \frac{h}{l}; \quad (2)$$

$$R_{BY} = \frac{ql}{2} - R_{AZ} \frac{h}{l}.$$

Из рассмотрения равновесия части гибкого настила (рис. 3, б) находим:

$$\sum F_{KZ} = -R_{AZ} + T_z(z) = 0;$$

$$M(z) = -R_{AY}z + R_{AZ}y + \frac{qz^2}{2}.$$

Для абсолютно гибкого настила $M(z) = 0$. Тогда:

$$R_{AZ} = T_z(z); \quad (3)$$

$$R_{AZ}y + \frac{qz^2}{2} - R_{AY}z = 0. \quad (4)$$

Из полученных выражений (1) и (3) видно, что во всех сечениях настила горизонтальная составляющая усилия одинаковая, т.е.:

$$R_{AZ} = R_{BZ} = T_z(z).$$

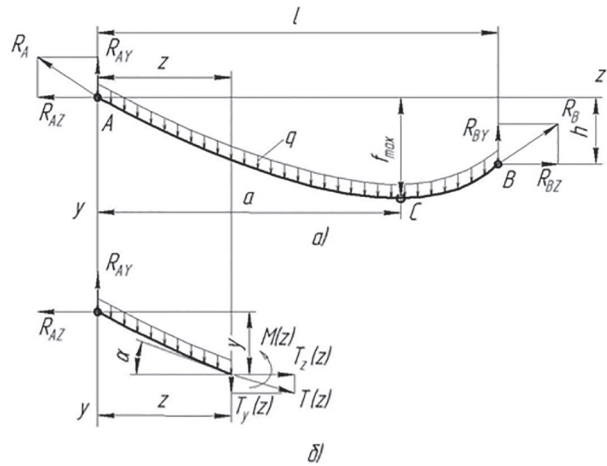


Рис. 3. Схема к определению уравнения кривой провисания гибкого настила

Решая совместно выражения (4) и (2), выразим уравнение кривой провисания настила в виде:

$$y = \left(\frac{ql}{2T_z(z)} + \frac{h}{l} \right) z - \frac{qz^2}{2T_z(z)}. \quad (5)$$

Результаты и их обсуждение

Анализируя выражение (5), следует заметить, что кривая провисания настила имеет аналитическое выражение параболы. В этой кривой с точки зрения характера протекания процесса отгрузки кочанов капусты представляет интерес положение нижней точки кривой провисания С с координатами $z = a$, $y = f_{\max}$.

Положение точки С определим, исследуя функцию (5) на экстремум, т.е., приравняв нулю dy/dz :

$$\frac{dy}{dz} = \frac{ql}{2T_z(z)} + \frac{h}{l} - \frac{qz}{T_z(z)} = 0,$$

откуда

$$z = a = \frac{l}{2} + \frac{T_z(z)h}{ql}. \quad (6)$$

Из выражения (6) видно, что положение точки С наибольшего провисания настила зависит от величины горизонтальной составляющей его натяжение $T_z(z)$. При $T_z(z) = \frac{ql^2}{2h}$ $a = l$, т.е. положение наибольшего провисания совпадает с положением опоры В (рис. 4, а).

В этом случае кочаны капусты, скатываясь по настилу, возможно будут перекатыться через борт края и падать в контейнеры, что нежелательно с точки зрения обеспечения сохранности продукции.

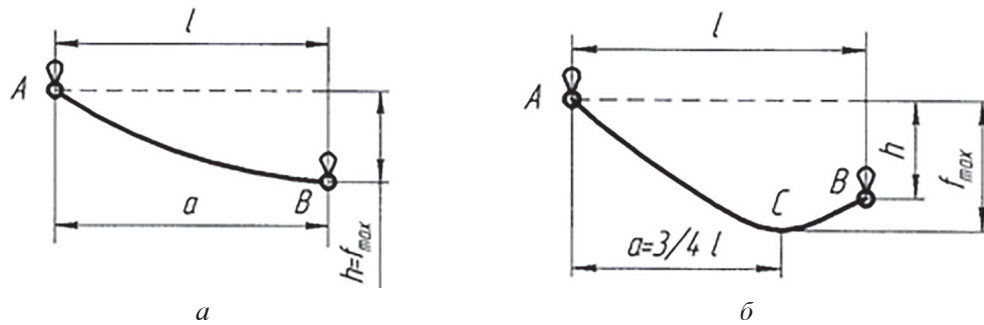


Рис. 4. Характерные случаи расположения нижней точки кривой провисания настила

При $T_z(z) = \frac{ql^2}{4h}$ низшая точка провисания находится в пределах пролета настила на расстоянии $a = \frac{3}{4}l$ от опоры А, что является наиболее предпочтительным условием для данного приспособления (рис. 4, б), так как при этом кочаны капусты после отгрузки будут накапливаться в зоне расположения наибольшего провиса настила и удобно располагаться на нем для последующей бережной перекладки в контейнеры вручную.

В этой связи рекомендуется обеспечивать в приспособлении натяжение настила на величину, равную $ql^2/4h$.

Если выбрать в качестве материала для настила транспортерную ленту типа ТК-200-2 ($q = 354$ Н/м при ширине пролета $l = 1000$ мм, длине пролета 3900 мм применительно для кузова тракторной тележки 2-ПТС-4,5) при $h = 250$ мм, $T_z(z) = 354$ Н.

При этом ширина ленты настила L_{AB} (между точками А и В), вычисленная как длина кривой провисания согласно выражению (6), составляет 1075 мм.

Заключение

Предложена конструктивно-технологическая схема приспособления для бережной отгрузки кочанов капусты при машинной уборке и укладке их в контейнеры для последующей закладки на хранение.

Предложенная математическая модель конструкции и найденные параметры могут быть приняты за основу при проектировании предложенного приспособления.

Литература

1. Алатырев С.С., Григорьев А.О., Алатырев А.С. Обоснование параметров устройства для отгрузки кочанов капусты в кузов транспортного средства // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 9. С. 11–14.

2. Свирин С.Н. Параметры и режимы работы транспортера-загрузчика контейнеров и транспортных средств на пунктах послеуборочной обработки белокочанной капусты: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград – Пушкин, 1986. 16 с.
3. Voss R., Gaede H. Neue kohlernte-maschine bei der Ernte Von Blumenkohl und Kolrabi erprobt // Feldwirtschaft. 1983. Jg. 24. Nr. 11. P. 494–497.
4. Шамонин В.И., Сергеев А.В., Федькин Д.С. Повышение качества овощной продукции при механизированной уборке в контейнеры // Молодой ученый. 2015. № 23 (103). С. 433–436.
5. Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Юркин А.П., Алатырев А.С. Новый способ уборки кочанной капусты // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 5. С. 18–20.

References

1. Alatyrev S.S., Grigor'ev A.O., Alatyrev A.S. Justification of the parameters of the device for dispatch of cabbage heads to the body of the vehicle. Traktory i sel'khoz mashiny, 2015. No 9, pp. 11–14 (In Russ.).
2. Svirin S.N. Parametry i rezhimy raboty transportera-zagruzchika konteynerov i transportnykh sredstv na punktakh posleuborochnoy obrabotki belokochannoy kapusty: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Parameters and modes of operation of the conveyor-loader of containers and vehicles at post-harvest processing points for white cabbage. Abstract. Dissertation for Candidate of Technical Science degree]. Leningrad-Pushkin, 1986. 16 p.
3. Voss R., Gaede H. Neue kohlernte-maschine bei der Ernte Von Blumenkohl und Kolrabi erprobt // Feldwirtschaft. 1983. Jg. 24. Nr. 11. P. 494–497.
4. Shamonin V.I., Sergeev A.V., Fed'kin D.S. Improving the quality of vegetable products during mechanized harvesting in containers. Molodoy uchenyy. 2015. No 23 (103), pp. 433–436 (In Russ.).
5. Alatyrev S.S., Kruchinkina I.S., Yurkin A.P., Alatyrev A.S. New way of harvesting cabbage. Traktory i sel'khoz mashiny, 2015. No 5, pp. 18–20 (In Russ.).

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО ОРГАНА РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ ГРАНУЛИРОВАННЫХ УДОБРЕНИЙ

FEASIBILITY OF THE GRANULAR FERTILIZER DISTRIBUTOR'S BLADE FORM

А.А. ШВАРЦ, д.с-х.н.
Б.П. БЕСЕДИН

Курская государственная сельскохозяйственная академия им. И.И. Иванова, Курск, Россия,
kurskgsha@gmail.com

A.A. SHWARTZ, DSc in Agriculture
B.P. BESEDIN

Kursk State Agricultural Academy named after I.I. Ivanov, Kursk, Russia, kurskgsha@gmail.com

Важнейшим средством повышения плодородия почв и увеличения производства сельскохозяйственной продукции наряду с другими агротехническими мероприятиями является внесение удобрений. Отечественный и зарубежный опыт свидетельствует о том, что за счет удобрений урожайность может вырасти почти в полтора раза. В настоящее время одним из наиболее простых в техническом исполнении и эффективным способом внесения твердых органических и минеральных удобрений является поверхностный, с применением кузовных разбрасывателей. Экспериментальный разбрасыватель гранулированных минеральных и органо-минеральных удобрений, являющийся объектом исследования, представляет собой низкорамную конструкцию кузовного типа, снабженную ленточным транспортером и вертикальным ротором с горизонтальной осью вращения. Вращательное движение рабочих органов в кожухе барабана создает, кроме силовых характеристик, воздушный напор, влияющий на траекторию полета удобрений. Закономерность распределения удобрений, дальность полета частиц, затраты мощности на привод зависят от конструктивных особенностей рабочих органов пневмомеханического ротора. Целью исследования является определение динамики движения частицы удобрения в зависимости от формы выгрузных лопаток роторного рабочего органа. В качестве метода исследования выбран графоаналитический способ построения и анализ траектории полета частиц и удобрений при вращении ротора в барабане. В результате получено уравнение вертикальной составляющей силы действия удобрений на поверхность лопатки. Для ротора диаметром 920 мм с частотой вращения 850 мин⁻¹ преимущество получили желобообразные лопатки. Они позволяют уменьшить силу трения удобрений о стенки кожуха. Кроме того, концентрируют удобрения в центре лопатки, создавая более плотный поток при выбросе, что тем самым повышает дальность и равномерность их распределения.

Ключевые слова: плоские лопатки, лопатки с бортами, желобообразные лопатки, сила трения, боковая сила, траектория полета, коэффициент вариации.

Using fertilizers, in line with other agrotechnical activities, is one of the most important means for increasing soil fertility, as well as agricultural products performance. Domestic and foreign experience shows us that yield capacity can grow almost 1.5-fold due to fertilizers. Nowadays the surface type of using hard organic and mineral fertilizers by means of body spreaders is considered to be one of the simplest technically and most effective ways. Being the object of the research, the experimental mineral and organo-mineral granular fertilizers spreader is a van-type lowboy, equipped with a belt conveyor and a vertical rotor with a horizontal axis of rotation. In addition to load bearing characteristics, rotational movement of the operative parts in the casing of the rotary drum provides for air drag, which influences the trajectory of fertilizers flight. Pattern of fertilizer distribution, flight distance of fertilizer particles and horsepower input of the gear system depend on the design features of the operative parts of the pneumatic-mechanical rotor. The objective of the research is to define travel speed of fertilizer particles along vanes in case of constant fertilizer input with air drag in versions with radial position of vanes, bent backwards and forwards to some angle. The main research techniques are a graphical and analytical method and analysis of the component force which operates on the blade's surface. As for the drum with a diameter of 920 mm, at rotation frequency of 850 min⁻¹, the best performance was shown by the through blade. They may reduce the friction force of the casing of rotor. Besides, they can concentrate fertilizers in the center of a blade, and achieve qualitative work of the fertilizer spreader, is ascertaining.

Keywords: Flat blade, blade with boards, trough blade, friction force, lateral force, flight path, the coefficient of variation.

Введение

Наиболее простым в техническом исполнении и эффективным способом внесения органических и минеральных удобрений является поверхностный, с применением кузовных разбрасывателей [1–3]. Повышение равномерности распределения удобрений решается созданием и проверкой рабочих органов с различными конструктивно-режимными параметрами. Во многих странах мира, в том числе и в России, используют разбрасыватели гранулированных удобрений с рабочими органами в виде дисков, расположенных на вертикальной оси вращения. Однако у таких рабочих органов есть существенный недостаток: при увеличении количества подаваемых удобрений, часть материала не успевает достигнуть поверхности лопаток и сходит прямо с диска, не разогнавшись до необходимой скорости. Для устранения этой проблемы рекомендуется использование роторных рабочих органов на горизонтальной оси вращения.

Основным показателем, определяющим качество внесения удобрений данным видом рабочих органов, помимо равномерности распределения частиц по полю, является дальность их вылета.

$$a = \frac{(R\omega^2 + g)(\cos\varphi - \sin\varphi) + gf(\cos\varphi + \sin\varphi)}{2\sqrt{R^2\omega^2 f^2 + R^2\omega^2(\cos\varphi + \sin\varphi) + gR(\cos\varphi + \sin\varphi) + gRf(\sin\varphi - \cos\varphi)}}.$$

Вертикальная составляющая силы $\sum P$, действуя на порцию груза лопатки, вызывает боковое давление:

$$P_6 = (mg + ma) \operatorname{ctg}\beta', \quad (2)$$

$$P_6 = m \left(g + \frac{(R\omega^2 + g)(\cos\varphi - \sin\varphi) + gf(\cos\varphi + \sin\varphi)}{2\sqrt{R^2\omega^2 f^2 + R^2\omega^2(\cos\varphi + \sin\varphi) + gR(\cos\varphi + \sin\varphi) + gRf(\sin\varphi - \cos\varphi)}} \right).$$

Величина боковой силы (горизонтальная составляющая $\sum P$) будет также зависеть от объема груза на лопатке и ее формы. При этом, распределение бокового давления для плоской лопатки примет вид, представленный на рисунке 1.

По расчетным значениям P_6 для каждого слоя строим эпюры этих сил, действующих в боковом направлении в точках соприкосновения со стенками барабана. Из рисунка 1 видно, что P_6 растет с увеличением порции груза на лопатке.

Цель исследования

Цель данной работы состоит в обосновании формы выгрузных лопаток пневмомеханического роторного рабочего органа расположенного на горизонтальной оси вращения, оказывающих влияние на дальность и равномерность распределения удобрений по поверхности поля.

Материалы и методы исследования

Основным показателем, определяющим дальность вылета удобрений, являются конструктивные особенности рабочего органа [4]. При рассмотрении физики процесса выброса удобрений [5, 6] выяснилось, что на удобрения, при высыпании с ленточного транспортера на лопатки вращающегося ротора, действует сила тяжести mg , сила инерции ma и сила трения $F_{\text{тр}}$ груза о стенки кожуха. Тогда вертикальная составляющая суммарной силы действия груза на поверхность лопатки

$$\sum P = mg + ma + F_{\text{тр}}. \quad (1)$$

Исходя из условия $a = \mathcal{G}^2 / R$ и используя уравнение (1), определим ускорение груза в зависимости от угла поворота лопатки $[a = \mathcal{G}'(\varphi)]$ в диапазоне начала и конца выгрузки:

где β' – угол естественного откоса груза в движении.

Заменив составляющие выражения (2) их значениями, получим:

Следует отметить, что на частицы груза, находящиеся у стенок кожуха, действует сила трения:

$$F_{\text{тр}} = f P_6,$$

где f – коэффициент трения удобрения о стенку кожуха.

Высота порции удобрения:

$$H = \frac{B}{\operatorname{ctg}\beta}, \quad (3)$$

где B – ширина лопатки; β – угол естественного откоса удобрений в покое.

С учетом размеров лопатки и физико-механических свойств удобрений, выражение (3) примет вид:

$$H = \frac{m}{\gamma B L \cos \beta'}$$

$$\sum P = 2mg + m \frac{(R\omega^2 + g)(\cos \varphi - \sin \varphi) + gf(\cos \varphi + \sin \varphi)}{\sqrt{R^2\omega^2 f^2 + R^2\omega^2(\cos \varphi + \sin \varphi) + gR(\cos \varphi + \sin \varphi) + gRf(\sin \varphi - \cos \varphi)}}$$

Уменьшить действие боковой силы можно путем уменьшения значения H . Для этого целесообразно использовать лопатки ротора с бортами (рис. 2, а) или желобообразными (рис. 2, б).

Предлагаемые конструкции лопаток снижают силу трения удобрений о стенки кожуха, затраты мощности на привод рабочих органов и позволяют корректировать дальность выброса удобрений. Создаваемый вращающимися лопатками воздушный напор также снижает действие боковой силы. Величина воздушного напора определяется экспериментальным путем по соответствующей методике.

Результаты исследования и их обсуждение

Для подтверждения данной теории проводили экспериментальную проверку рабочего органа.

Во время полевых экспериментов с учетом физико-механических свойств гранулированных удобрений исследовалось влияние основных конструктивных параметров роторного рабочего органа на длину полосы рассева и равномерность распределения удобрений. Для этого были разработаны и экспериментально проверены три варианта лопаток рабочего органа: плоские, с бортами и желобообразные (рис. 3).

Разбрасыватель, загруженный гранулированными органоминеральными удобрениями, агрегатировали с трактором МТЗ-82 (рис. 4). Исследования траектории полета удобрений и равномерности их распределения позволили подтвердить наиболее приемлемую форму лопаток для достижения максимальной дальности вылета частиц удобрения.

Установлено, что желобообразная форма лопаток, в сравнении с остальными, позволяет концентрировать массу удобрений в центре лопатки, образуя более плотный поток. Дальность вылета при работе желобообразных ло-

где m – масса груза; γ – плотность груза; B и L – соответственно ширина и длина лопатки; β' – угол естественного откоса удобрений в движении.

В результате вертикальная составляющая суммарной силы действия удобрения на поверхность лопатки примет вид:

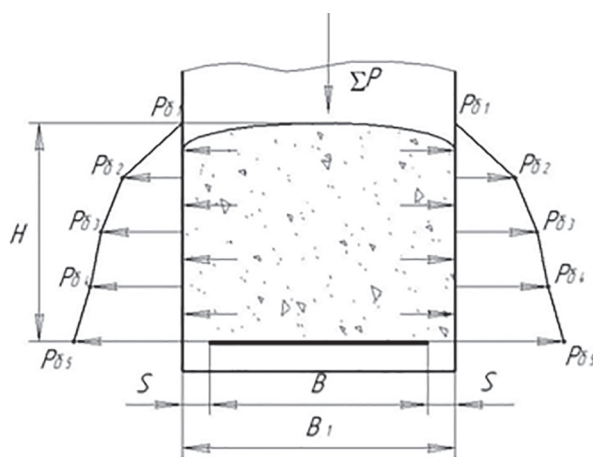


Рис. 1. Распределение бокового давления по ширине лопатки: B – ширина лопатки; B_1 – рабочая ширина кожуха; S – зазор между лопаткой и стенкой кожуха; H – высота груза на лопатке; $P_{\delta 1} \dots P_{\delta 5}$ – послойные составляющие эпюры бокового давления

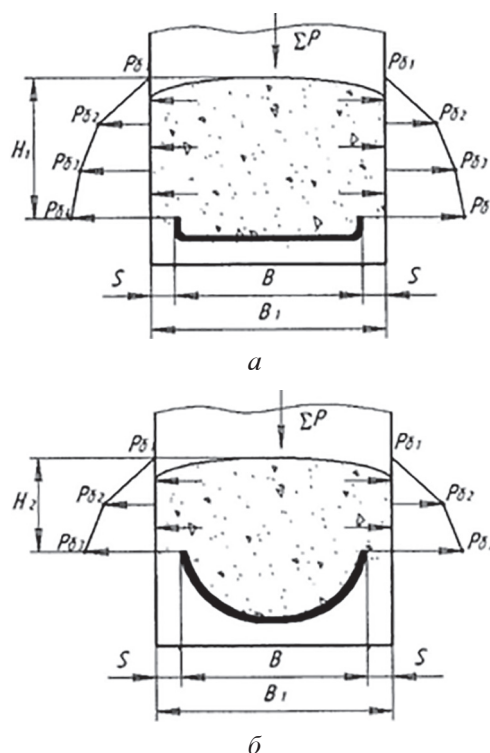


Рис. 2. Распределение бокового давления по ширине лопатки: а – с бортами; б – желобообразные



Рис. 3. Экспериментальные образцы лопаток рабочего органа



Рис. 4. Полевые испытания разбрасывателя

паток, в сравнении с остальными, была максимальной и составила 18 м (рис. 5).

Исследованиями также установлено, что желобообразная форма лопаток позволяет добиться максимальной скорости вылета частиц удобрения и обеспечивает минимальный процент дробления. Однако высота пиковых точек вертикального веера доходит до 3,5 м и приводит к недопустимому по агротребованиям значению коэффициента вариации – 14,2 %. Данный недостаток устраняли с помощью разработанной конструкции дефлектора, корректирующего поток удобрений, что позволило добиться допустимого по агротребованиям

значения коэффициента вариации – 9,86 % (рис. 6).

Выводы

Желобообразная форма лопаток рабочего органа в сравнении с плоской и с бортами позволяет уменьшить силу трения удобрений о стенки кожуха до 50 %.

Конструктивные особенности желобообразных лопаток позволяют концентрировать удобрения в центре лопатки, создавая более плотный поток при выбросе, что тем самым повышает дальность их вылета до 18 м и равномерность распределения до 9,86 %.

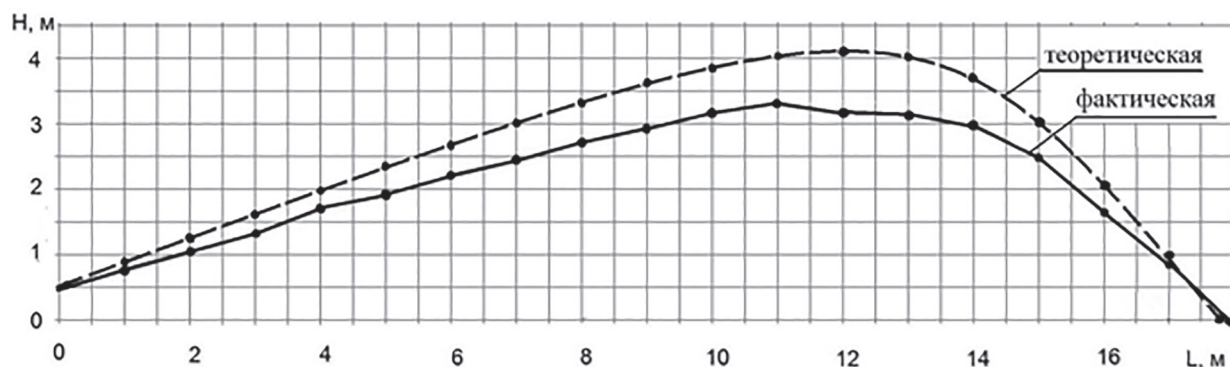


Рис. 5. Траектория полета частиц удобрений при использовании желобообразных лопаток

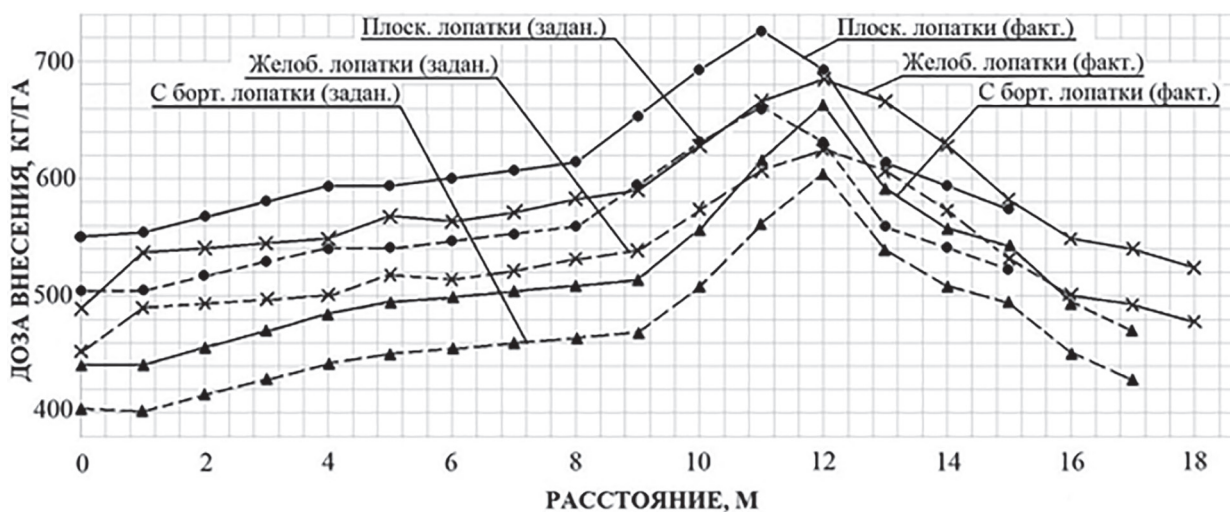


Рис. 6. Характер распределения удобрений по поверхности поля при использовании лопаток различной формы

Литература

1. Репетов А.Н., Лепшеев О.М. Машины для внесения минеральных удобрений // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1997. № 8. С. 10–11.
2. Краснощекон Н.В., Липкович Э.И. Концепция разработки системы машинных технологий в растениеводстве // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 6. С. 3–4.
3. Шмонин В.А., Голиков А.И., Кузькина Т.И. Повышение эффективности использования машин для внесения минеральных удобрений и мелиорантов // ЦНИИТЭИ тракторсельхозмаш. 1991. 34 с.
4. Шварц А.А., Беседин Б.П., Колесников Е.Ю. Обоснование конструктивно-режимных параметров рабочего органа низкорамного разбрасывателя удобрений // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. 2015. № 3. С. 203–207.
5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1970. 720 с.
6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

References

1. Repetov A.N., Lepsheev O.M. Machinery for Applying Mineral Fertilizers. Tractors and Agricultural Machinery. 1997, № 8, pp. 10–11 (in Russ).
2. Krasnoshekon N. V., Lipkevich E. I. Concept of Developing System of Computer Technologies in Crop Farming. Tractors and Agricultural Machinery. 2008, № 6, pp 3–4 (in Russ).
3. Shmonin V.A., Golikov A.I., Kuzkina T.I. Increasing Effectiveness of Applying Machinery for Mineral Fertilization and Amelioration. TSNITEI tractorselkhovmash. 1991. 34 p.
4. Shwartz A.A., Besedin B. P., Kolesnikov E. Y. Feasibility of Design and Operating Parameters of Operative Part of Fertilizers Lowboy Spreader. Bulletin of Michurinsk State agricultural university. 2015, № 3, pp. 203–207 (in Russ).
5. Korn G., Korn T. Mathematics Reference Book. Moscow: Nauka. 1970. 720 p.
6. Targ S.M. Short Course on Theoretical Mechanics. Moscow: Vysshaya Shkola. 1986. 416 p.

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАВИСИМОГО ДОПУСКА СООСНОСТИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ И РЕМОНТЕ ВАЛОВ

THE CALCULATION OF THE DEPENDENT TOLERANCE ALIGNMENT REPAIR SHAFTS GEAR BOXES

О.А. ЛЕОНОВ, д.т.н.
Ю.Г. ВЕРГАЗОВА
У.Ю. АНТОНОВА

РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, oaleonov@ya.ru

O.A. LEONOV, DSc in Engineering
YU.G. VERGAZOVA
U.YU. ANTONOVA

Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural
Academy K.A. Timiryazev, Moscow, Russia, oaleonov@ya.ru

Искажение формы элементов детали приводит к снижению эксплуатационных свойств такой детали. Так, в подвижных соединениях отклонения элементов детали от правильной цилиндрической формы приводит к неплавности ее перемещений, быстрому износу из-за контакта по ограниченной поверхности. В неподвижных соединениях искажение формы приводит к неравномерности натягов в соединениях, из-за этого снижается прочность соединения, герметичность и точность центрирования. Искажение формы влияет также на трудоемкость и точность сборки, повышает объем пригоночных работ, влияет на точность базирования детали при изготовлении и контроле. Отклонения расположения поверхностей от их номинального значения чрезвычайно вредно сказываются на надежности работы машин, вызывая в отдельных деталях и соединениях дополнительные статические и динамические нагрузки, что приводит к быстрому износу и усталостному разрушению деталей. Допуски расположения или формы, устанавливаемые для валов или отверстий, могут быть зависимыми и независимыми. Зависимые допуски расположения устанавливаются для деталей, которые сопрягаются с контрдеталью одновременно по двум и более поверхностям и для которых требования взаимозаменяемости сводятся к обеспечению собираемости, т.е. возможности соединения деталей по всем сопрягаемым поверхностям. Зависимый допуск указывается на чертеже или в других технических документах значением, которое допускается превышать на величину, зависящую от отклонения действительного размера рассматриваемого элемента и/или базы от предела максимума материала.

На примере вала унифицированного редуктора завода МОССЕЛЬМАШ под обозначением H090.040 рассмотрены три варианта назначения зависимого допуска соосности, что позволяет, с одной стороны, расширить возможности технологического оборудования и снизить себестоимость обработки, а с другой – гарантировать сборку соединений без пригонки. Для нашего примера применение третьего варианта обозначения расширяет допуск соосности двух поверхностей вала от 0,010 до 0,048 мм, что не только экономически целесообразно, но и позволяет грамотно использовать преимущества полной взаимозаменяемости.

Ключевые слова: допуск размера, допуск формы, зависимый допуск формы, допуск соосности, отклонение от соосности.

Distortion of the shape of the component parts leads to a decrease in the operational properties of these parts. Thus, in movable joints the deviation of the component parts from the correct cylindrical shape leads to an inadequacy of its movements, rapid wear due to contact over a limited surface. In fixed joints, distortion of the shape leads to uneven tension in the joints, because of this, the strength of the joint, the tightness and the accuracy of the centering decrease. Distortion form also affects labor and assembly accuracy, increases the amount of trimming work affects the accuracy of basing of parts in the manufacture and control. Deviations in the location of surfaces from their nominal values are extremely detrimental to the reliability of the machines, causing additional static and dynamic loads in separate parts and joints, which leads to rapid wear and fatigue failure of the parts.

Tolerances location or shape to be set for shafts or openings may be independent and dependent. Dependent location tolerances are set for the items, which are interfaced with the object at the same time on two or more surfaces, and for which the interchangeability requirements are reduced to ensure the collection, ie, connectivity details on all mating surfaces.

Dependent tolerance indicated in the drawing or other technical documents value which may be greater than the value of which depends on the deviation of the actual size of the element and / or the base material of the maximum limit. On the example of the shaft of the unified reducer of the MOSELMAH plant, under the designation H090.040, three variants of the assignment of the dependent tolerance of alignment are considered, which, on the one hand, allows to expand the capabilities of the technological equipment and reduce the cost of processing, and on the other hand, ensure the assembly of connections without fitting. For our example, the use of the third variant of the notation extends the alignment tolerance of the two shaft surfaces from 0.010 to 0.048 mm, which is not only economically feasible, but also allows the use of full interchangeability to be competently used.

Keywords: size tolerance, tolerance form surfaces, dependent tolerance, alignment tolerance, deviation from alignment.

Введение

Стоимость машины определяет технологичность ее изготовления, поэтому детали, применяемые в машиностроении, имеют простейшую геометрическую форму. В первую очередь это цилиндрические поверхности – их около 70 %, плоские – 12 %, зубчатые колеса – 3 % [1].

Отклонения формы, расположения поверхностей деталей приводят к ухудшению эксплуатационных свойств сборочных единиц, в которые они установлены. Так, в подвижных соединениях отклонения от правильной цилиндрической формы приводят к повышенному износу из-за контакта не по всей поверхности, а только по ее части, к повышению сил трения и снижению КПД машины. В неподвижных соединениях эти отклонения приводят к неравномерности натягов в соединениях, снижению прочности посадки, герметичности и точности центрирования [1]. Отклонение формы влияет на рост погрешностей в операциях сборки и повышении трудоемкости пригоночных работ, а также оказывает влияние на погрешность базирования деталей. Отклонения формы и расположения поверхностей деталей приводят и к увеличению погрешности результатов измерений размеров, в связи с чем требуется проводить контроль в нескольких сечениях и плоскостях, как при контроле колец подшипников качения, что приводит к увеличению трудоемкости и стоимости работ. Поэтому однократное измерение размера детали в процессе контроля вносит неопределенность в оценку качества геометрии детали и соединения, появляется погрешность выявления действительного размера [2].

Цель исследования

Назначить зависимый допуск отклонения от соосности для вала, где соседними поверхностями являются посадка под подшипник качения и посадка под шестерню, рассмотрев это для трех случаев возможного нормирования: действительного размера поверхности под шестерню; действительного размера поверхности под подшипник; действительных размеров поверхности под шестерню и подшипник.

Методы, теория и практика

Статистика ремонта показывает, что ресурс редукторов и коробок передач, которые отремонтированы с полной заменой зубчатых

колес, валов и подшипников, составляет не более 45 % ресурса новых агрегатов, если используется старый корпус, в котором из-за коробления и износа нарушены первоначальные требования на отклонения расположения поверхностей [1]. Нарушения допусков отклонений формы и расположения поверхностей – самый важный фактор негерметичности уплотнений [2].

Допуски расположения или формы, нормируемые для деталей типа «вал» или «отверстие», могут быть зависимыми и независимыми.

Зависимые допуски расположения устанавливаются для деталей, которые входят в сопряжение по двум и более поверхностям, а требования полной взаимозаменяемости сводятся к обеспечению собираемости исходя из 100 % вероятности годности соединения деталей по всем сопрягаемым поверхностям. Зависимые допуски связаны с зазорами и натягами, и предельные размеры сопрягаемых поверхностей должны быть между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия. Контроль деталей с зависимыми допусками обычно осуществляется комплексными калибрами, изготовленными в виде прототипов сопрягаемых деталей. Эти калибры всегда проходные, что гарантирует сборку изделий по принципу полной взаимозаменяемости.

Зависимый допуск указывается на чертеже или в других технических документах значением, которое допускается превышать на величину, зависящую от отклонения действительного размера рассматриваемого элемента или базы от заданного отклонением предела максимума материала:

$$T_{\text{зав}} = T_{\text{min}} + T_{\text{доп}}, \quad (1)$$

где T_{min} – наименьшая часть допуска, связанная с предельным зазором или натягом; $T_{\text{доп}}$ – дополнительная часть допуска, зависящая от действительных размеров рассматриваемых поверхностей.

Выбор средств измерений для контроля величин пределов максимума и минимума материала должен проводиться по методикам, изложенным в ряде работ [3, 4], а дополнительная часть допуска приводит к снижению требований к точности средств измерений, и влияет на качество измерительных процессов [5].

Допуск соосности может изменяться в процессе износа поверхностей деталей и соединений по зависимостям и моделям, представленным в работе О.А. Леонова [6], причем возможен отказ как по пределу максимума, так и по пределу минимума материала [7]. Уже разработаны методики, где при расчете предельных зазоров и натягов вводятся поправки на отклонение формы поверхностей [8], а также поправки на смятие шероховатости поверхности при запрессовке [9], что приводит к значительному улучшению качества посадки и к увеличению долговечности соединений.

Результаты и обсуждение

Рассмотрим, как назначение зависимого допуска соосности формирует допуск на размеры для валов, где происходит ступенчатое уменьшение размера.

На чертеже фрагмента вала унифицированного редуктора завода МОССЕЛЬМАШ, под обозначением Н090.040 (рис. 1), в верхней части рис. 1, указан допуск соосности 0,01 мм для поверхности $\varnothing 60k6^{+0,021}_{+0,002}$ мм (посадка подшипника качения) по отношению к базовой

поверхности «А» $\varnothing 60n6^{+0,039}_{+0,020}$ (посадка шестерни). Поле отклонения оставлено пустым и рассмотрены три варианта заполнения этого поля:

1) допуск соосности определяется в зависимости от действительного размера $\varnothing 60^{+0,021}_{+0,002}$ (рис. 1, а) (если размер вала равен 65,021 мм, тогда допуск соосности составит 0,01 мм, а если 60,002 мм, тогда допуск соосности составит 0,029 мм);

2) допуск соосности определяется в зависимости от действительного размера базы $\varnothing 62^{+0,039}_{+0,020}$ (рис. 1, б) (если размер вала равен 62,039 мм, тогда допуск соосности будет составлять 0,01 мм, а если размер вала 62,020 мм, тогда допуск соосности составит 0,029 мм);

3) допуск соосности зависит от действительных размеров поверхностей детали $\varnothing 60^{+0,021}_{+0,002}$ и базовой поверхности $62^{+0,039}_{+0,020}$ (рис. 1, в) (если оба размера вала будут равны 60,021 и 62,039 мм, то допуск соосности будет составлять 0,01 мм, а если размеры будут 60,002 и 62,020 мм, то допуск соосности есть сумма $0,019 + 0,019 + 0,01 = 0,048$ мм. Здесь возможно практически любое сочетание действительных размеров элементов детали.

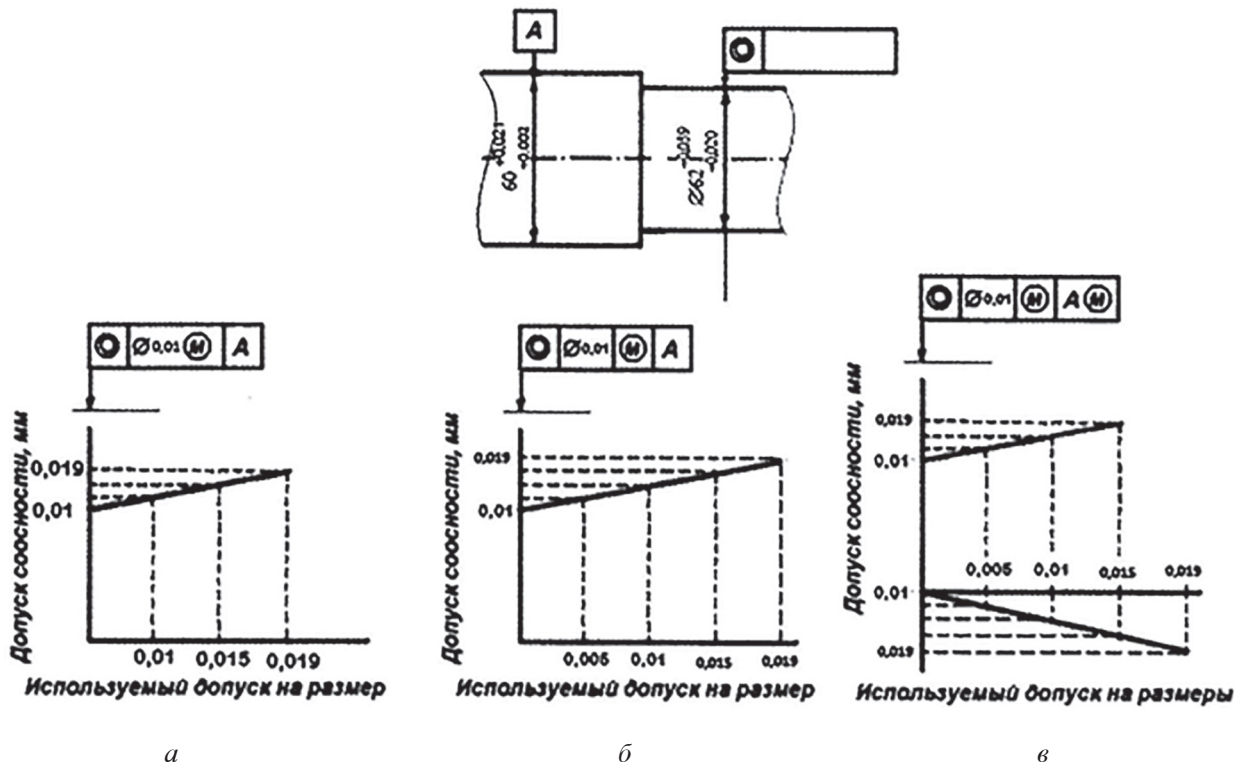


Рис. 1. Допуск отклонения от соосности, зависимый от:

- а – действительного размера поверхности $\varnothing 60k6^{+0,021}_{+0,002}$;
- б – действительного размера базовой поверхности $\varnothing 60n6^{+0,039}_{+0,020}$;
- в – действительных размеров поверхности $\varnothing 60k6^{+0,021}_{+0,002}$ и базовой поверхности $\varnothing 60n6^{+0,039}_{+0,020}$

Выводы

Такое назначение допуска соосности позволяет, с одной стороны, уменьшить требования к точности оборудования [10] и снизить себестоимость обработки, а с другой – применять полную взаимозаменяемость – бесподгонную сборку. Для нашего примера, примененные обозначения, показанного на рисунке 1, в, расширяет допуск соосности двух поверхностей вала от 0,010 до 0,048 мм, что не только экономически целесообразно, но и позволяет грамотно использовать преимущества полной взаимозаменяемости.

Литература

1. Леонов О.А., Карпузов В.В., Шкаруба Н.Ж., Кисенков Н.Е. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие / под ред. О.А. Леонова. М.: Издательство КолосС, 2009. 568 с.
2. Леонов О.А. Взаимозаменяемость унифицированных соединений при ремонте сельскохозяйственной техники: монография. М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2003. 166 с.
3. Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж. Алгоритм выбора средств измерений для контроля качества по технико-экономическим критериям // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2012. № 2 (53). С. 89–91.
4. Леонов О.А., Темасова Г.Н., Шкаруба Н.Ж. Экономика качества, стандартизации и сертификации: учебник. М.: ИНФРА-М, 2014. 251 с.
5. Леонов О.А., Бондарева Г.И., Шкаруба Н.Ж. Оценка качества измерительных процессов в ремонтном производстве // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2013. № 2. С. 36–38.
6. Леонов О.А. Обеспечение качества ремонта унифицированных соединений сельскохозяйственной техники методами расчета точностных параметров: дис. ... докт. техн. наук. М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2004. 324 с.
7. Леонов О.А. Теоретические основы расчета допусков посадок при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГБОУ ВПО МГАУ им. В.П. Горячкина. 2010. № 2. С. 106–110.
8. Леонов О.А., Вергазова Ю.Г. Расчет посадок соединений со шпонками для сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2014. № 2. С. 13–15.
9. Леонов О.А., Киселева Е.Н., Вергазова Ю.Г. Влияние шероховатости поверхности деталей на долговечность соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Международный технико-экономический журнал. 2014. № 5. С. 47–51.
10. Леонов О.А., Селезнева Н.И. Технико-экономический анализ состояния технологического оборудования на предприятиях технического сервиса в агропромышленном комплексе // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2012. № 5 (56). С. 64–67.

References

1. Metrology, Standardization and Certification: Textbook // O.A. Leonov, V.V. Karpuzov, N.J. Shkaruba, N.E. Kisenkov; ed. O.A. Leonova. M.: Publisher KolosS, 2009. 568 p (in Russ.).
2. Leonov O.A. Interchangeability of standardized connections for the repair of agricultural machinery: Monograph. M.: FSEIHPE MSAU, 2003. 166 p (in Russ.).
3. Leonov O.A., Shkaruba N.J. The selection algorithm of measuring instruments for quality control on the technical and economic criteria // Vestnik FGOU VPO MGAU, 2012, no 2. pp. 89–91 (in Russ.).
4. Leonov O.A., Temasova G.N., Shkaruba N.J. The economics of quality, standardization and certification: Textbook. M.: INFRA-M, 2014. 251 p (in Russ.).
5. Leonov O.A., Bondarev G.I., Shkaruba N.J., Evaluation of the quality measurement processes to repair production // Herald FSEIHPE MSAU, 2013. № 2. S. 36–38 (in Russ.).
6. Leonov O.A. Providing quality repair unified connections agricultural machinery methods of calculation accuracy parameters: Dis ... Doct. tehn. Sciences. M.: FSEIHPE MSAU, 2004. 324 p (in Russ.).
7. Leonov O.A. Theoretical basis for calculating landing tolerances for the repair of agricultural machinery // Agroengineering. Bulletin VPO MSAU them. VP Goryachkina. 2010. № 2. S. 106–110 (in Russ.).
8. Leonov O.A., Vergazova Y.G. Calculation of planting joints with dowels for agricultural equipment // Herald FSEIHPE MSAU. 2014. № 2. S. 13–15 (in Russ.).
9. Leonov O.A., Kiseleva E.N., Vergazova Y.G. Influence of surface roughness on the durability of parts of compounds in the repair of agricultural equipment // International Techno-Economic Journal. 2014. № 5. С. 47–51 (in Russ.).
10. Leonov O.A., Selezneva N.I. Technical and economic analysis of the technological equipment for technical service enterprises in the agricultural sector // Herald FSEIHPE MSAU. 2012. № 5 (56). S. 64–67 (in Russ.).

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

MATHEMATICAL MODELING OF THE CONTROLLED MOTION OF THE WHEELED MACHINE-TRACTOR UNIT

В.И. ПОДДУБНЫЙ¹, д.т.н.

А.С. ПАВЛЮК¹, д.т.н.

М.Л. ПОДДУБНАЯ², к.ф.-м.н.

¹ Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова, Барнаул, Россия

² Алтайский филиал ФГБОУ ВО «Российская академия
народного хозяйства и государственной службы
при президенте Российской Федерации», Барнаул,
Россия, poddubny@list.ru

V.I. PODDUBNYI¹, DSc in Engineering

A.S. PAVLYUK¹, DSc in Engineering

M.L. PODDUBNAYA², PhD in Physics and Mathematics

¹ Altai State Agrarian University, Barnaul, Russia

² Altai Branch of the Russian Academy of National Economy
and Public Administration, Barnaul, Russia, poddubny@list.ru

Приводится краткий обзор систем точного земледелия, сформулированы задачи научно-практических исследований для создания отечественной системы точного земледелия с использованием автопилотирования. Проведен анализ прикладного программного обеспечения, используемого при разработке и апробации алгоритмов управления движением колесных сельскохозяйственных машин. Представлена идеология разработки мехатронных систем с использованием прикладного пакета CAMEL-View, приведено описание механико-математической модели машинно-тракторного агрегата в составе колесного трактора и полунавесного плуга. Приведены результаты математического моделирования движения машинно-тракторного агрегата со скоростью 2,5 м/с с использованием управления на основе базисных маневров колесных машин при выполнении обработки почвы на глубину 0,24 м. Необходимый угол слома рамы трактора определяется как линейная комбинация зависимостей для изменения кривизны траектории, направления движения, поперечного перемещения и начального угла поворота управляемых колес. Анализ результатов позволяет сделать вывод о достаточно хорошем качестве рабочего движения пахотного агрегата, что свидетельствует о работоспособности предложенного алгоритма управления. Предполагается программная реализация алгоритма управления в разработанной с участием авторов электромеханической системе управления движением колесными сельскохозяйственными машинами, использующей спутниковые радионавигационные системы ГЛОНАСС и GPS. При реальном управлении движением колесной сельскохозяйственной машиной значительное ухудшение качества движения вызывается неточностью определения ее текущих координат при использовании спутниковых радионавигационных систем GPS и ГЛОНАСС. Соответственно, уровень боковых отклонений рабочих органов сельхозмашины будет выше, чем полученные по результатам моделирования, использующего предложенный алгоритм управления. Окончательный вывод о границах применимости предложенного управления для различных полевых работ будет сделан по результатам полевых испытаний системы управления.

Ключевые слова: колесный машинно-тракторный агрегат, устойчивость и управляемость движения, точное земледелие, прикладное программное обеспечение, механико-математическая модель, математическое моделирование.

A brief review of the systems of precise farming is given, problems of scientific and practical research are formulated to create a domestic system of accurate farming using autopilotation. The analysis of applied software used in the development and approbation of algorithms for controlling the movement of wheeled agricultural machines is carried out. The ideology of the development of mechatronic systems using the CAMEL-View application package is presented, a mechanical-mathematical model of the machine-tractor unit consisting of a wheeled tractor and a semi-mounted plow is described. The results of mathematical modeling of the movement of a machine-tractor unit at a speed of 2.5 m / s are presented using control based on the basic maneuvers of wheeled vehicles when the soil is processed to a depth of 0.24 m. The required slope angle of the tractor frame is defined as a linear combination of dependencies for changing the curvature of the trajectory, the direction of motion, the lateral displacement and the initial angle of rotation of the steered wheels. The analysis of the results allows to draw a conclusion about the rather good quality of the working movement of the arable unit, which indicates the efficiency of the proposed control algorithm. The program implementation of the control algorithm is proposed in the wheeled agricultural machines developed with the participation of authors of the electromechanical control system for the movement using satellite radio navigation systems GLONASS and GPS. With a real control of the movement of a wheeled agricultural machine, a significant deterioration in the quality of motion is caused by inaccurate determination of its current coordinates when using satellite GPS and GLONASS radio navigation systems. Accordingly, the level of lateral deviations of the working mechanisms of the agricultural machine will be higher than the motion obtained from the modeling results, using the proposed control algorithm. The final conclusion about the limits of applicability of the proposed control for various fieldwork will be made based on the results of field tests of the control system.

Keywords: wheeled machine and tractor unit, stability and controllability of motion, precise agriculture, applied software, mechanical-mathematical model, mathematical modeling.

Введение

Важнейшей задачей сельскохозяйственного производства является обеспечение дальнейшего роста производительности труда на всех операциях по возделыванию сельскохозяйственных культур при сохранении высокого качества выполнения работ. Возмущения со стороны микрорельефа опорной поверхности, действие сил инерции при криволинейном движении, продольный и поперечный наклоны опорной поверхности вызывают отклонение колесных мобильных машин от задаваемого направления движения. При этом ухудшается качество почвообработки вследствие образования огрехов при междурядной обработке повреждаются растения, при опрыскивании гербицидами увеличивается их расход из-за перекрытия зон опыления, и происходит отравление растений при передозировке. Отклонение от задаваемой траектории движения вызывает увеличение пройденного пути, происходит образование клиньев в конце обработки поля.

Эффективность использования колесных машин может быть повышена путем улучшения их устойчивости и управляемости. Одним из наиболее эффективных средств повышения устойчивости и управляемости движения является разработка и внедрение систем точного земледелия [1], позволяющих осуществлять управление движением без участия водителя. На российском рынке широко представлены импортные системы точного земледелия компаний «Джон Дир», Trimble и других. Следует отметить, что в настоящее время на рынке отсутствуют отечественные системы точного земледелия с автопилотированием или подруливанием. Из отечественных систем следует отметить бортовой навигационный комплекс «Агронавигатор» производства ООО «ЛТЦ Аэросоюз», предназначенный для параллельного вождения автотранспортной техники при химической обработке полей и внесении удобрений в дневных и ночных условиях с точностью до 1 м [2]. Соответственно, проведение теоретических и экспериментальных исследований, ставящий целью создание отечественной системы точного земледелия, является актуальной задачей.

Цель исследования

Главным элементом системы является программно-аппаратный комплекс, управляющий движением колесной сельскохозяйственной

машиной по задаваемой траектории при выполнении полевых работ с использованием спутниковых радионавигационных систем GPS и ГЛОНАСС.

Одним из наиболее важных этапов при разработке системы управления является разработка алгоритмов управления движением, программная и механическая реализация которых обеспечивают задаваемое движение колесной сельскохозяйственной машины.

В случае разработки алгоритма управления с использованием теории автоматического управления необходима математическая модель объекта управления в виде уравнений в пространстве состояний. Качество разработанного управления зависит от адекватности математической модели реальному объекту. Поэтому создание адекватной детализированной механико-математической модели колесного машинно-тракторного агрегата является очень важной задачей при разработке системы автоматического управления его движением. Следует отметить, что механико-математическая модель машинно-тракторного агрегата необходима также для оценки качества разработанного алгоритма управления.

Материалы и методы

Для составления дифференциальных уравнений движения системы с относительно небольшим числом степеней свободы традиционно используются уравнения Лагранжа 2 рода. При учете внутреннего взаимодействия между отдельными телами системы появляются дополнительные степени свободы и происходит существенное усложнение математического описания, увеличивается вероятность ошибки. Поэтому целесообразно для сложных механических систем использование прикладных программных продуктов, позволяющих на основе встроенного математического символического ядра генерировать дифференциальные уравнения движения, интегрировать их и визуализировать движение.

Такие возможности предоставляют специализированные пакеты Matlab-SimMechanik [3], CAMeL-View [4, 5], RecurDyn [6]. В зависимости от степени детализации и сложности разрабатываемой модели механической системы целесообразно применение одного из вышеперечисленных пакетов. В частности, применение CAMeL-View предпочтительнее при разработке и апробации алгоритмов управления

движением механической системы с использованием теории автоматического регулирования [7] при необходимости учитывать контактные взаимодействия тел системы между собой лучше применять RecurDyn.

Прикладной пакет CaMEL-View использует идеологию визуального объектно-ориентированного программирования и предназначен для создания моделей различных механических систем, их анализа и оптимизации. В пакете используются собственная библиотека объектов, позволяющая описывать отдельные тела системы, их механические связи между собой, производить математическое описание их взаимодействия. Механическая система представляется как совокупность отдельных тел RigidBody, соединяемых сочленениями Joint.

Для тела имеется возможность задавать массово-геометрические характеристики (массу, тензор инерции). Входами являются силы и моменты, приложенные в центре масс тела или портах (произвольных точках тела), выходами – линейное ускорение его центра масс в инерциальной системе отсчета, линейные и угловые скорости в различных системах отсчета, текущие координаты.

Сочленение Joint можно представить как пространственную пружину с задаваемыми жесткостью и демпфированием в направлениях осей X , Y , Z и угловыми жесткостью и демпфированием при угловых деформациях относительно осей. Сочленение может быть кинематическое и динамическое. При соединении тел кинематическим сочленением обеспечивается свободное (линейное или угловое) перемещение тел в желаемых направлениях. Таким образом, можно описать любые связи между телами. Силы взаимодействия тел в высвобождающемся направлении для кинематического Jointa описываются при помощи математического блока StateSpace. В случае использования динамического сочленения генерация сил упругого взаимодействия происходит автоматически с использованием задаваемых в блоке коэффициентов жесткости и демпфирования.

Механический блок AktuatorClass определяет относительные линейные и угловые перемещения и скорости двух тел, соединенных при помощи сочленений Joint, и позволяет вводить между ними силы и моменты внутреннего взаимодействия.

Математический блок StateSpace позволяет программировать с использованием объектно-

го языка программирования Objective-DSS, основой которого является язык Smalltalk, производить математические вычисления.

В состав библиотеки объектов входят также блоки таблиц, источники сигналов различной формы, цифровые фильтры, блоки регуляторов, передаточных функций и т.д. Применение библиотеки объектов позволяет создавать модели механических систем различной сложности с использованием элементов управления и регулирования. Встроенное в CaMEL символьное ядро позволяет по составленной из библиотечных модулей топологической схеме модели генерировать ее математическую модель, представляющую собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка в форме Коши. Пакет включает в себя также элементы линейного анализа (определение собственных значений системной матрицы), позволяющие получать фазовую и амплитудно-частотную характеристики системы и производить линеаризацию модели в заданной окрестности. Имеется возможность экспорта модели в MATLAB-Simulink в виде модельного файла для дальнейшего его использования при разработке системы управления и генерации си-кода для использования модели при лабораторных испытаниях в режиме реального времени.

С использованием библиотеки объектов CaMEL-View была разработана модель машинно-тракторного агрегата в составе колесного трактора и полунавесного плуга. Топология модели на верхнем уровне иерархии представлена на рисунке 1. Передняя часть трактора при помощи сочленения «подвес» соединяется с блоком «оси», моделирующей инерциальную систему отсчета, связанную с землей. Сочленение допускает перемещения трактора в направлениях трех осей пространства и поворот вокруг них. Задняя часть трактора соединяется с передней сочленением «Шарнир», допускающим их взаимный поворот относительно вертикальной и продольной осей. Полунавесной плуг ПТК-9-35 представлен механической подсистемой «плуг», соединенной блоком «Шарнир1» с задней секцией трактора.

Механическая подсистема «Управление» предназначена для генерации управляющего момента слома рамы трактора для обеспечения движения по задаваемой траектории. Генератор сигналов позволяет задавать различные виды траектории с использованием библиотеки сигналов. Основное назначение

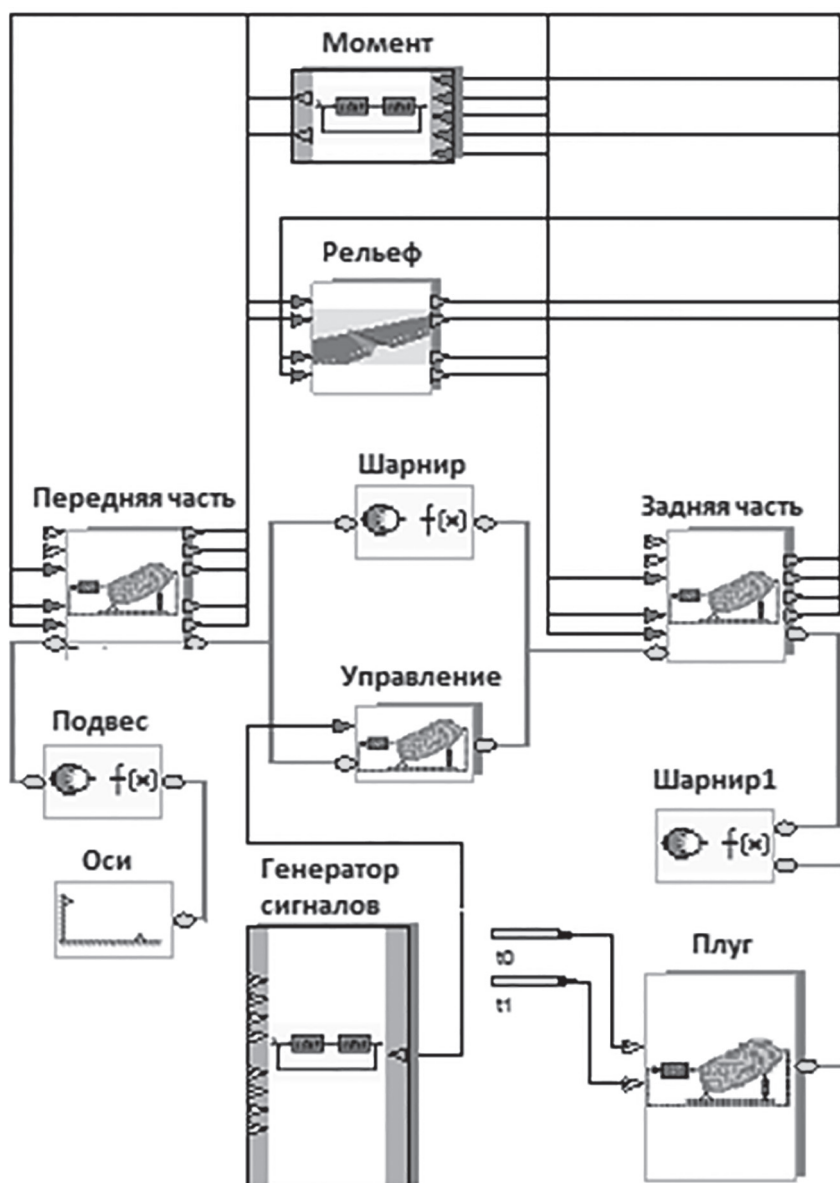


Рис. 1. Топология модели машинно-тракторного агрегата на верхнем уровне иерархии

подсистемы «Момент» – генерация крутящего момента на колесах трактора для обеспечения движения с задаваемой скоростью. Механическая подсистема «Рельеф» предназначена для описания микрорельефа опорной поверхности и определения вертикальных возмущений для колес трактора при его движении. Иерархия подсистем модели ввиду их сложности и трудности визуального восприятия не приводится. 3D-модель представлена на рисунке 2. Одним из наиболее важным элементом модели является математическая модель описания сил, действующих в контакте колеса с опорной поверхностью. Она должна «поставлять» в процессе моделирования силы и моменты на ободе колеса и учитывать возмущающее действие

со стороны опорной поверхности. Проекция сил и моментов на оси, связанные с ободом колеса, определяются по величине продольного и бокового скольжения колеса относительно опорной поверхности. Скольжения определяются по текущим значениям положения, ориентации, линейной и угловой скоростям обода колеса [8].

При описании микрорельефа опорной поверхности обрабатываемого поля за основу был принят микрорельеф квадрата со стороной 4 м, сформированный матлаб-функцией Peaks [3]. При формировании поля вертикальные координаты микрорельефа каждого квадрата умножались на соответствующую величину массива случайных величин, распределенных по

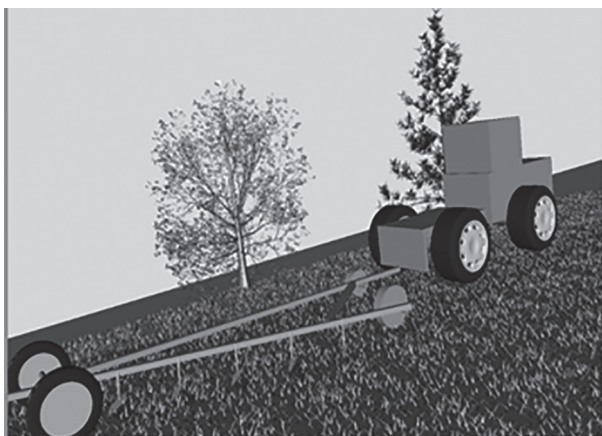


Рис. 2. 3D-модель машинно-тракторного агрегата

нормальному закону с математическим ожиданием 0 и среднеквадратичным отклонением 1, сформированного матлаб-функцией `randn`. Реализация полученного микрорельефа при скорости движения 2,5 м/с является эргодической стационарной случайной функцией со среднеквадратическим отклонением 0,025 м и основными частотами спектра до 1,5 Гц.

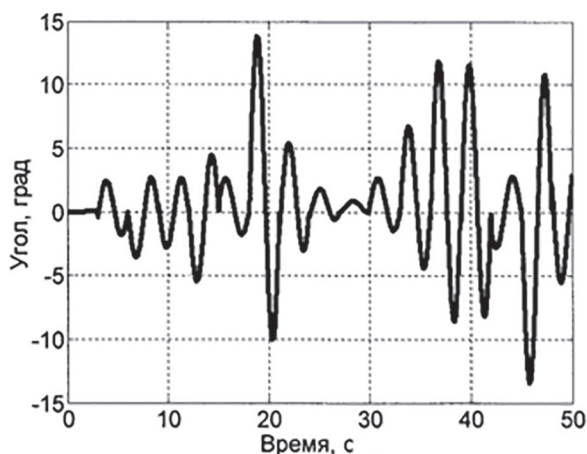


Рис. 3. Управляющий угол слома рамы трактора

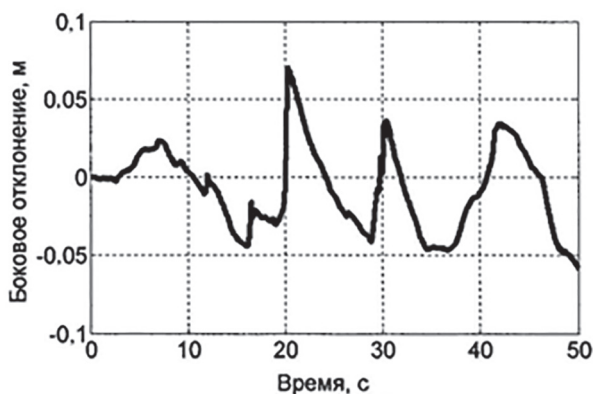


Рис. 4. Боковое отклонение центра масс плуга

Результаты и обсуждение

Для апробации алгоритма управления движением было проведено математическое моделирование движения машинно-тракторного агрегата со скоростью 2,5 м/с при глубине обработки 0,24 м. Необходимый угол слома рамы трактора определяется как линейная комбинация зависимостей для изменения кривизны траектории, направления движения, поперечного перемещения и начального угла поворота управляемых колес [9]. На рисунке 3 представлен закон изменения угла слома рамы для поддержания прямолинейного движения. Боковые отклонения центра масс плуга не превышают 0,08 м (рис. 4).

Заключение

Полученные результаты свидетельствуют о достаточно хорошем качестве рабочего движения пахотного агрегата, что свидетельствует о работоспособности предложенного алгоритма управления. При реальном управлении движением колесной сельскохозяйственной машиной значительное ухудшение качества движения вызывается неточностью определения ее текущих координат при использовании спутниковых радионавигационных систем GPS и ГЛОНАСС. Соответственно, уровень боковых отклонений рабочих органов сельхозмашины будет выше, чем полученные по результатам моделирования, соответствующего предложенному алгоритму управления. Окончательный вывод о возможности применения предложенного управления для различных полевых работ будет сделан по результатам полевых испытаний. Перспективным представляется разработка и апробация управления с использованием теории автоматического регулирования.

Литература

1. Березовский Е., Захаренко А., Полин В. Внедрение технологий точного земледелия: опыт Тимирязевской академии // *Аграрное обозрение*. 2009. № 4. С. 12–17.
2. Бортовой навигационный комплекс «Агронавигатор» // URL: <http://xn---etboasgceckhfu.xn--p1ai/catalog/oborudovanie-dlya-selhoztehnik/sistema-parallelnogo-vozhdeniya-agronavigator> (дата обращения: 22.12.2016).
3. Дьяконов В.П. *Матлаб 6.5+Simulink 4/5*. М.: СОЛОН-Пресс, 2002. 768 с.

4. Поддубный В.И., Павлюк А.С., Поддубная М.Л. Разработка мехатронных моделей механических систем с использованием прикладного пакета CAMeL-View // Ползуновский вестник. 2013. № 4/3. С. 110–116.
5. Поддубный, В.И., Валекжанин А.И., Поддубная М.Л. Механико-математическая модель седельного тягача с двухосным полуприцепом // Ползуновский вестник. 2016. № 1. С. 43–47.
6. Поддубный, В.И., Поддубная М.Л. Разработка математических моделей механических систем с использованием прикладного пакета RecurDyn // Ползуновский вестник. 2015. № 1. С. 56–60.
7. Перепелкин Е. А., Поддубный В.И., Варкентин А., Ган М. Применение прикладного пакета CAMeL-View для моделирования управляемого движения колесного трактора // Информационные технологии. 2010. № 7. С. 24–30.
8. Поддубный В.И. Механико-математическая модель шины колесного трактора // Вестник КрасГАУ. Техника. 2008. № 1. С. 222–227.
9. Павлюк А.С., Поддубный В.И. Теоретические основы управляемого движения колесных машин. Барнаул: Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова, 2010. 239 с.
2. Bortovoy navigatsionnyy kompleks «Agronavigator». URL: <http://xn--ctboasgcccckhfu.xn--p1ai/catalog/oborudovanie-dlya-selhoztehniki/sistema-parallel-nogo-vozhdeniya-agronavigator> (data obrashcheniya: 22.12.2016).
3. D'yakonov V.P. Matlab 6.5+Simulink 4/5. Moscow: SOLON-Press Publ., 2002. 768 p.
4. Poddubnyy V.I., Pavlyuk A.S., Poddubnaya M.L. Development of mechatronic models of mechanical systems using the CAMeL-View application package. Polzunovskiy vestnik. 2013. No 4/3, pp. 110–116 (in Russ.).
5. Poddubnyy, V.I., Valekzhanin A.I., Poddubnaya M.L. Mechanics and mathematical model of two-axle truck tractor with semitrailer. Polzunovskiy vestnik. 2016. No 1, pp. 43–47 (in Russ.).
6. Poddubnyy, V.I., Poddubnaya M.L. Development of mathematical models of mechanical systems using the RecurDyn application package. Polzunovskiy vestnik. 2015. No 1, pp. 56–60 (in Russ.).
7. Perepelkin E. A., Poddubnyy V.I., Varkentin A., Gan M. Application of the CAMeL-View application package for modeling the controlled movement of the wheeled tractor. Informatsionnye tekhnologii. 2010. No 7, pp. 24–30 (in Russ.).
8. Poddubnyy V.I. Mechanic-mathematical model of the tire of the wheeled tractor. Vestnik KrasGAU. Tekhnika. 2008. No 1, pp. 222–227 (in Russ.).
9. Pavlyuk A.S., Poddubnyy V.I. Teoreticheskie osnovy upravlyаемого dvizheniya kolesnykh mashin [Theoretical basis of controlled movement of wheeled vehicles]. Barnaul: Alt. gos. tekhn. un-t im. I.I. Polzunova Publ., 2010. 239 p.

References

1. Berezovskiy E., Zakharenko A., Polin V. Introduction of technologies of exact agriculture: the experience of the Timiryazev Academy. Agrarnoe obozrenie. 2009. No 4, pp. 12–17 (in Russ.).

