



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

Издаётся с февраля 1930 г.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

2•2020

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2020-2

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксеневич Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

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 издательства:

115280, Москва, Автозаводская, 16
Тел. (495) 276-33-67
E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru
Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕ

Годжаев З.А., Серебряков Р.А., Кусков А.И.
Энергоустановки мобильных сельхозмашин
с применением вихревых эжекторов выхлопных газов

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

- Быков С.Н.**
Опрыскивающий модуль для мультикоптера
- Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В.,
Поздеев А.В., Похлебин А.В., Марков Г.В.**
Пневмогидравлическая рессора с адаптивным
саморегулируемым демпфером для подвески
быстроходной гусеничной машины и методика ее расчета
- Гайсин Э.М.**
Базовая характеристика управления топливоподачей
тракторного дизеля, оснащенного системой пропуска
подач топлива

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

- Горобей В.П., Москалевич В.Ю.**
Моделирование пневмогидравлического распылителя
жидкости для орошения и fertигации
- Калюжный А.Т., Гус'ков Ю.А., Долгушин А.А.**
Программирование траекторий
машинно-тракторных агрегатов
- Жаков А.О., Трояновская И.П.**
Влияние анизотропии на взаимодействие гусеничного
двигателя с грунтом при повороте машины
- Партко С.А., Грошев Л.М., Сиротенко А.Н.**
Исследование влияния колебательных процессов
в мобильной машине на характеристики плавности хода

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

- Сиротин П.В.**
Обоснование и разработка способа стабилизации движения
зерно- и кормоуборочных комбайнов на основе принципа
инерциального динамического гашения
- Максимов Е.А., Устиновский Е.П.**
Методика определения величины натяга, образующегося
при сборке обода и диска колеса автомобиля и трактора
- Свешинский В.О., Бобров С.П.**
Рациональное соотношение твердостей деталей топливной
аппаратуры в условиях статического нагружения

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Примак В.Н., Попов А.Ю.**
Исследование технологического процесса работы
стеблеподъемника при скашивании полегших зерновых
и зернобобовых культур

ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT

Godzhaev Z.A., Serebryakov R.A., Kuskov A.I.
Power plants of mobile agricultural machinery using
vortex exhaust ejectors

3

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

- Bykov S.N.**
Multicopter spraying module
- Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V.,
Pozdeev A.V., Pohlebin A.V., Markov G.V.**
Pneumohydraulic spring with adaptive self-adjusting
damper for suspension of a high-speed tracked vehicle
and its calculation procedure
- Gajsin E.M.**
Basic characteristic of fuel control of a tractor diesel
engine equipped with a fuel skipping system

9

13

21

THEORY, DESIGN, TESTING

- Gorobej V.P., Moskalevich V.YU.**
Modeling a pneumohydraulic sprayer for irrigation
and fertigation
- Kalyuzhnyj A.T., Gus'kov YU.A., Dolgushin A.A.**
Programming the trajectories of machine-tractor units
- Zhakov A.O., Troyanovskaya I.P.**
The effect of anisotropy on the interaction
of the caterpillar propeller with the soil during
the vehicle turn
- Partko S.A., Groshev L.M., Sirotenko A.N.**
Study of the influence of oscillatory processes in a mobile
vehicle on the running smoothness characteristics

26

34

43

50

QUALITY, RELIABILITY

- Sirotin P.V.**
Justification and development of a method for stabilizing
the movement of grain and forage harvesters based
on the principle of inertial dynamic damping
- Maksimov E.A., Ustinovsky E.P.**
The method for determining the amount of interference
formed during the assembly of the rim and disk
of the wheel of automobile and tractor
- Sveshchinskij V.O., Bobrov S.P.**
Rational hardness ratio of fuel equipment parts
under static loading

56

65

70

ECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING

- Primak V.N., Popov A.YU.**
The study of the technological process of the operation
of the stalk lifter when mowing down dead grain
and leguminous crops

78

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

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

ЭНЕРГОУСТАНОВКИ МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬХОЗМАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ВИХРЕВЫХ ЭЖЕКТОРОВ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ

POWER PLANTS OF MOBILE AGRICULTURAL MACHINERY USING VORTEX EXHAUST EJECTORS

З.А. ГОДЖАЕВ, д.т.н.

Р.А. СЕРЕБРЯКОВ, к.т.н.

А.И. КУСКОВ, к.т.н.

Федеральный научный агрогинженерный центр ВИМ,
Москва, Россия, fic51@mail.ru

Z.A. GODZHAEV, DSc in Engineering

R.A. SEREBRYAKOV, PhD in Engineering

A.I. KUSKOV, PhD in Engineering

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia,
fic51@mail.ru

Охрана окружающей среды является одной из наиболее актуальных проблем современного мира, поскольку от ее решения зависят жизнь на Земле, здоровье и благосостояние человечества. Ежегодно мировое хозяйство выбрасывает в атмосферу 350 млн тонн окиси углерода, более 50 млн тонн различных углеводородов, 150 млн. тонн двуокиси серы. В атмосфере накапливается углекислый газ, и в тоже время уменьшается количество кислорода, причем «вклад» выбросов автотранспортных средств в атмосферу составляет до 90 % по окиси углерода и 70 % по окиси азота.

Вихревой эжектор выхлопных газов позволяет улучшить параметры двигателей внутреннего сгорания и дизелей энергоустановок мобильных сельхозмашин: повышается их мощность, снижается расход топлива, а также токсичность и шум. Вихревой эжектор, за счет аэродинамики и особенностей течения закрученного потока, способен создавать в приосевой области потока более высокую зону пониженного давления, чем прямоструйный, работать в широком диапазоне давлений входного потока газа, обладает всережимностью. Предложены конструктивные варианты вихревого эжектора выхлопных газов для различных типов энергоустановок мобильных сельскохозяйственных машин. Проведенные экспериментальные стендовые и натурные исследования различных автотранспортных средств подтвердили увеличение эффективной мощности ДВС и дизелей на 12 %, снижение часового расхода топлива до 20 %, уменьшение токсичности выхлопных газов на 10–15 %.

Ключевые слова: выхлопные газы, токсичность, шум, аэродинамика, эжектор, вихревой эффект, коэффициент эжекции, мобильные сельхозмашины.

Environmental protection is one of the most important problems of the modern world, since life on Earth, the health and well-being of mankind depend on its solution. Every year the world economy emits into the atmosphere 350 million tons of carbon monoxide, more than 50 million tons of various hydrocarbons, 150 million tons of sulfur dioxide. Carbon dioxide is accumulated in the atmosphere and at the same time, the amount of oxygen decreases, and the «contribution» of motor vehicle emissions to the atmosphere is up to 90 % for carbon monoxide and 70 % for nitric oxide. A vortex exhaust ejector allows to improve the parameters of internal combustion engines (ICE) and diesel engines of mobile agricultural machines: their power increase and fuel consumption, as well as toxicity and noise reduce. Due to the aerodynamics and flow characteristics of the swirl flow, a vortex ejector is capable of creating a higher zone of reduced pressure in the near-axial area of the flow than a straight-jet one, and it is capable to operate in a wide range of pressures of the gas inlet flow, and has all the modes. Constructive options of a vortex exhaust ejector for various types of power plants of mobile agricultural machinery are proposed. The experimental bench and field studies of various vehicles confirmed an increase in the effective power of ICE and diesel engines by 12 %, a decrease in hourly fuel consumption of up to 20%, and a decrease in toxicity of exhaust gases by 10–15 %.

Keywords: exhaust gases, toxicity, noise, aerodynamics, ejector, vortex effect, ejection coefficient, mobile agricultural machinery.

Введение

За полтора столетия усовершенствований поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с кривошипно-шатунным механизмом стал повсеместно распространен, а его конструкция доведена до высокого совершенства. Его позитивные и негативные качества общизвестны, но на сегодня ничего лучшего нет. Ясно, что путем улучшения конструкции и повышения культуры производства радикально улучшить основные показатели поршневого ДВС не удастся.

Какой бы ни был сегодня хороший поршневой двигатель, но клапаны в нем все равно остаются, как бы они не выглядели, и именно газораспределение создает основные проблемы, внося максимальные усложнения в конструкцию двигателя, и, в еще большей степени, составляет основные расходы при ремонте и эксплуатации силового агрегата.

Другим недостатком является то, что использование энергии отработавших газов поршневых двигателей ограничивается лишь умеренным турбонаддувом этих двигателей.

Все производимые серийно гибридные автомобили используют силовые установки, состоящие из двигателя внутреннего сгорания, системы рекуперации энергии торможения, аккумулятора и электродвигателя.

Пневмодвигатели обладают высокой надежностью, компактностью и экологичностью [5]. Они имеют эффективное соотношение между весом и мощностью. Мощность и частота вращения регулируется простым изменением давления воздуха. Пневмодвигатели могут работать на самых необычных режимах – от максимальных оборотов до внезапной остановки. Они могут стать перспективной заменой малым и средним легковым электрическим гибридам. Пневматические гибриды, в отличие от электрических с аккумуляторной батареей, хранят запасенную энергию в ресивере-накопителе в виде энергии сжатого воздуха, который можно закачать на заправочной станции.

Двигатели и турбины, работающие на горячих сжатых выхлопных газах, по принципу работы можно отнести к пневматическим двигателям. Они имеют нагружочную характеристику, схожую с пневмодвигателем и паровой машиной. Экспериментально доказано, что автомобиль с паровым двигателем мощностью в три раза меньшей, чем такой же автомобиль с ДВС, имеет аналогичную приемистость [1, 2].

Эти качественные показатели газотурбинной установки все больше привлекают создателей энергоустановок мобильных сельхозмашин.

Таким образом, с целью более эффективного использования энергии топлива, сгораемого в поршневом двигателе при более высоком давлении, т.е. для повышения КПД, необходимо позволить продуктам сгорания топлива расширяться не только в двигателе, но и во внешней расширительной машине с получением полезной работы. А процесс компрессии, или сжатия, воздуха перед подачей его в поршневую камеру сгорания можно оставить в объемной поршневой машине, т.е. сохранить за ней выполнение работы, затрачиваемой на сжатие воздуха поршнями, как в поршневом компрессоре, аналогично турбокомпрессору газотурбинного двигателя (ГТД).

Цель исследований

Анализ возможности повышения эффективности энергоустановок мобильных сельхозмашин за счет применения вихревых эжекторов выхлопных газов.

Материалы и методы

Повышение КПД и увеличение массового расхода рабочего тела для более эффективной работы силовой расширительной машины (СРМ) достигается путем использования газоструйного, или вихревого, эжектора, позволяющего за счет разрежения создавать увеличенную массу газовоздушной смеси из горячих выхлопных газов и холодного атмосферного воздуха.

Эжектор (рис. 1) функционирует следующим образом. Рабочая среда массой M_1 от компрессора поступает в сопло, в котором за счет сужения разгоняется. Эжектируемая среда массой M_2 подводится к патрубку подвода эжектирующей среды.

Далее, за счет действия сил трения, эжектируемая среда вовлекается в камеру смешения попутно потоку рабочей среды. По мере завершения процесса массообмена, теплообмена и обмена количеством движения между фазами в камере смешения происходит выравнивание температур и скоростей движения фаз. Статическое давление в потоке достигает минимального значения. В процессе истечения сформировавшейся в камере смешения смеси через выходной диффузор кинетическая энергия потока смеси массой M_3 превращается

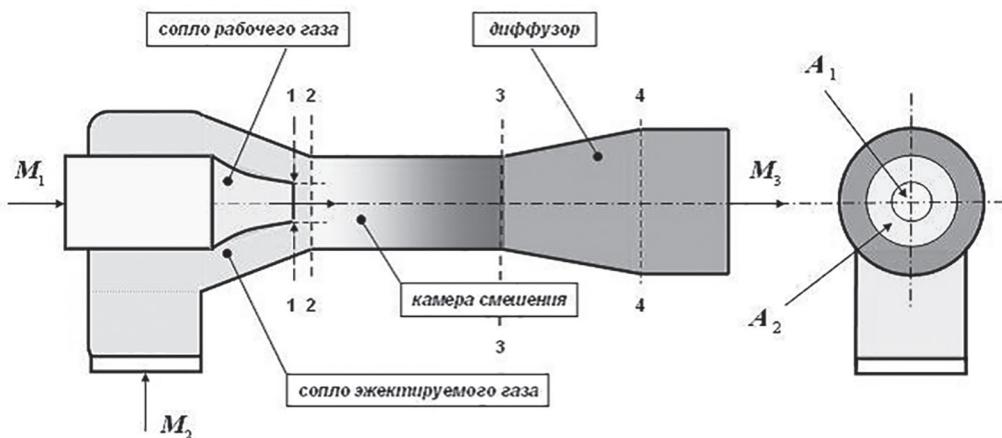


Рис. 1. Эжектор

в потенциальную энергию давления. Скорость движения потока снижается, статическое давление в смеси возрастает. При этом давление смеси на выходе устройства превышает давление эжектируемого потока на входе. Газоструйный эжектор постепенно вытесняется вихревым газоструйным эжектором [1, 2], в основе работы которого лежит способность «вихревой трубы» к самовакуумированию. Выхлопные газы от системы выхлопа двигателя поступают в продольные прямоточные каналы и создают зону пониженного давления, одновременно выхлопные газы увлекают за собой атмосферный воздух. Использование вихревого эжектора, помимо увеличения скорости потока смеси выхлопных газов и воздуха, улучшает поглощение шума выхлопа за счет подавления резонансных всплесков звуковых частот. Тем самым, за счет создаваемого в эжекторе разрежения и присоединения дополнительной массы воздуха к рабочему телу турбины, потенциальная энергия сжатого силой гравитации атмосферного воздуха становится дополнительным даровым источником энергии в комбинированном двигателе (КД).

Основой внедрения эжекционного процесса в энергетике стало научное открытие О.И. Кудрина, А.В. Квасникова, В.Н. Челомея «Явление аномально высокого прироста тяги в газовом эжекционном процессе с пульсирующей активной струей» [3]. С тех пор во всех конструкциях двигателей в ракетной технике В.Н. Челомей использовал струйные технологии. Было однозначно доказано, что данный эффект полезен не только для создания дополнительной реактивной тяги, но и для использования его в эжекторном сопловом аппарате ГТД с целью получения дополнительной мощности на валу.

Более экономичный, чем ДВС и дизель, турбопоршневой двигатель (ТПД) с эжектором и силовой турбиной может служить для привода высокооборотного генератора, а при наличии редуктора – приводом насоса водометного движителя или судового винта. Учитывая большой крутящий момент на малых оборотах вращения силовой турбины, ТПД может служить также приводом наземного транспортного средства (тепловоза, танка, трактора, грузовика) без использования многоступенчатой коробки передач.

Необходимо отметить следующие преимущества ТПД с эжектором и силовой турбиной перед электрическими гибридами [6]:

- силовая турбина в несколько раз легче соответствующего электромотора;
- силовые турбины без проблем выдерживают высокую температуру;
- обслуживание турбин проводить значительно проще, чем электродвигателей.

Силовые приводы, работающие на сжатых горячих выхлопных газах, должны иметь 4-тактный двигатель внутреннего сгорания (ДВС) в качестве газогенератора и силовую расширительную машину (СРМ) объемного или лопаточного типа (рис. 2), имеющую кинематическую связь с колесами транспортного средства [4].

Алгоритм работы транспортного силового привода с эжектором и утилизацией энергии выхлопных газов двигателя-газогенератора следующий:

- 1) запускается двигатель-газогенератор, и при его малых оборотах СРМ не вращается;
- 2) увеличиваются обороты холостого хода газогенератора, и выхлопные газы, проходя через сопло эжектора, создают разрежение и смешиваются с атмосферным воздухом. Далее

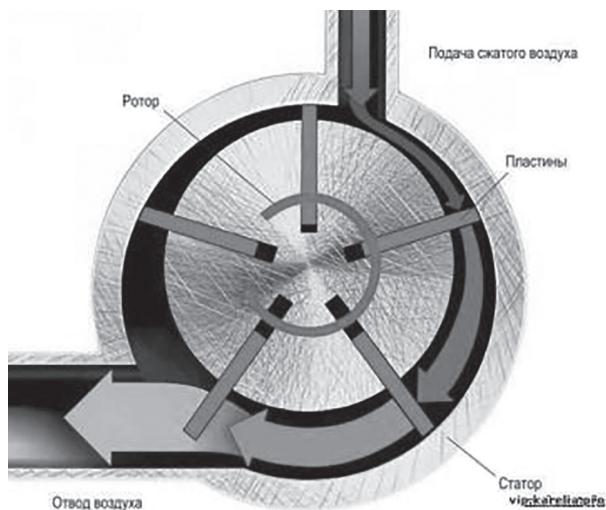


Рис. 2. Роторная СРМ

при увеличении подачи смеси через турбину мощность и частота вращения СРМ повышаются до максимума;

3) разгон транспортного средства (ТС) происходит при подключении двигателя-газогенератора к силовому валу и осуществлении экономичного движения с двойной тягой: за счет двигателя и турбины, использующей энергию смеси выхлопных газов и окружающей среды;

4) интенсивный расход выхлопных газов происходит только в периоды ускорения, чтобы кратковременно обеспечить работу СРМ с повышенной мощностью.

Применение ТПД с эжектором и силовой турбиной позволяет снизить требуемую агрегатную мощность двигателя-газогенератора в 1,5–2 раза.

Результаты и обсуждение

Для повышения экономичности и удельной мощности двигателей с принудительным воспламенением в настоящее время широко используется газотурбинный наддув, а также, в определенных условиях, наддув от приводного компрессора. Для двигателей с турбонаддувом, для повышения удельной мощности, требуется обеспечение наиболее полной очистки цилиндров и снижение потерь располагаемой работы выпускных газов.

Применение наддува (т.е. повышение давления воздуха, подающегося в цилиндр, до 0,02–0,2 МПа) не только увеличивают удельную мощность двигателя внутреннего сгорания, но и уменьшают его удельную массу на 20–25 %. Для наддува ДВС применяют лопаточные, радиальные и роторные нагнетатели.

Привод их осуществляется или от коленчатого вала двигателя (рис. 3), или от специальной газовой турбины, использующей энергию отработавших в двигателе газов (рис. 4).

Одним из условий достижения максимального КПД действия газовой турбины является условие постоянства параметров потока выпускных газов перед турбиной. Однако цикличности процессов в цилиндрах двигателя и, как следствие, периодическому нестационарному истечению из цилиндров газов сопутствуют распространяющиеся по выпускному трубопроводу волны давления. В результате наложения волн давления, образующихся при выпуске из различных цилиндров, и их взаимодействия с отраженными волнами условие постоянства параметров потока перед турбиной не выполняется, что, естественно, несколько снижает эффект турбонаддува.

Эффективность применения системы турбонаддува можно повысить, если между выпускными трубопроводами и турбиной установить «вихревой эжекторный насадок», который будет выполнять роль так называемого преобразователя импульсов. Насадок своими входами объединяет выпуски всех цилиндров ДВС, поэтому фазы выпуска не совпадают, и газ из нижнего цилиндра втекает в смеситель насадка с меньшей скоростью. При втекании в смеситель нижняя граница высоконапорной струи турбулизируется. В результате обмена количествами движения турбулентных масс скорость низконапорной струи увеличивается и происходит смешение газов, вытекающих из диффузора. Следовательно, в преобразователе импульсов возникает эжектирующий эффект. Закономерности изменения параметров вытекающей эжектирующей струи на начальном участке смесителя аналогичны закономерностям свободной турбулентной струи. Пограничный слой на некотором расстоянии от сопла распространяется не на все сечения смесителя. Однако значения параметров газа по расходу этого сечения различны. Поэтому более полное смешение газов и «выравнивание» параметров газа достигается в конечном сечении смесителя эжектора.

Т.е., в случае размещения вихревого эжекторного насадка на выхлопном патрубке двигателя с турбонаддувом (рис. 3), он несколько сгладит пульсации давления выхлопной системы и тем самым понизит противодавление за турбиной. Это позволит увеличить распола-

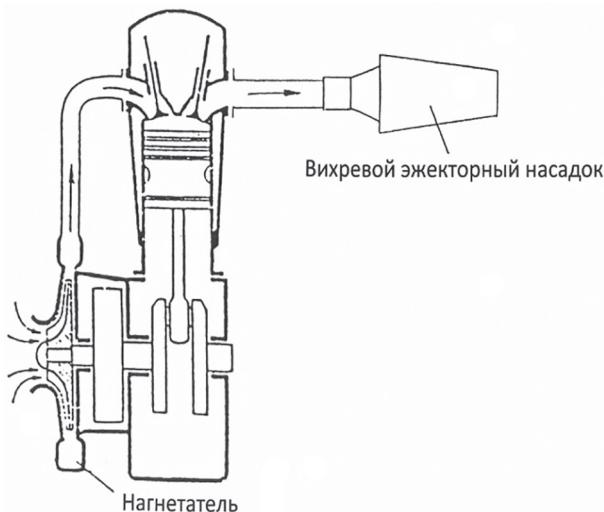


Рис. 3. Двигатель с турбонаддувом без дополнительной газовой турбины

гаемый перепад давлений на турбине, увеличить давление на входе в цилиндр и несколько увеличить литровую мощность двигателя (~5 %). Установка же вихревого насадка между выпускными трубопроводами и турбиной в качестве преобразователя импульсов также улучшит работу турбонаддува (рис. 4). Внутренний и внешний каналы вихревого насадка объединяют выпуск выхлопных газов из групп цилиндров, фазы выпуска отработавших газов из которых не совпадают. Это позволит, в результате обмена количеством движения, увеличить скорость низконапорной струи, улучшив продувку цилиндров.

Кроме того, одновременная установка второго вихревого насадка на выхлопной патрубок уже после турбонаддува, с эжекцией выхлопных газов набегающим потоком воздуха, также несколько увеличит мощность ДВС (до ~5 %).

Все вышеизложенные теоретические оценки применения вихревого эжекторного насадка в ДВС с турбонаддувом требуют дополнительных экспериментальных исследований.

Выходы

В ранних разработках ДВС энергия потока отработавших газов в обычных двигателях вообще не использовалась, а только рассеивалась на глушителях в окружающую среду. Ее стали частично использовать только в турбовоздуховках для осуществления наддува двигателя.

В предлагаемом турбопоршневом двигателе с эжектором процессы подачи, сжатия и сгорания топливовоздушной смеси происходят

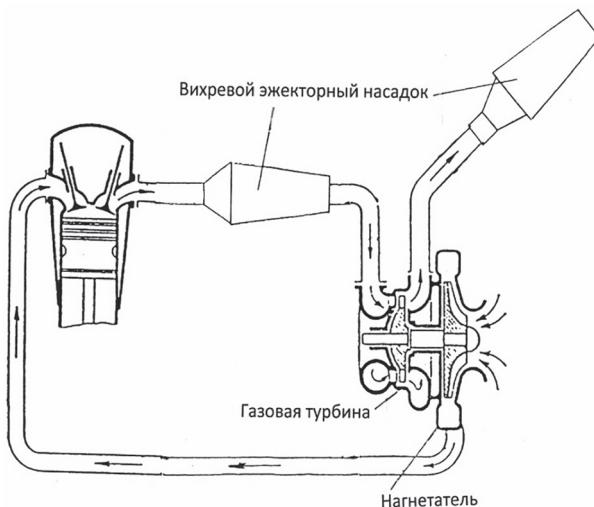


Рис. 4. Двигатель с турбонаддувом с дополнительной газовой турбиной

в поршневом двигателе, а расширение продуктов горения с совершением полезной работы – в силовой турбине. ТПД можно рассматривать как агрегат, заменяющий собой турбокомпрессор (т.е. компрессор с приводной турбиной) и камеру сгорания в обычном газотурбинном двигателе, но работающий по сравнению с ними более эффективно. Получение рабочего газа в ТПД происходит при высоких давлениях и температуре, не доступных для обычных газотурбинных двигателей, поэтому общий КПД комбинированного двигателя выше при умеренной температуре рабочего тела на входе в турбину.

В итоге КПД и экологические показатели модернизированного комбинированного двигателя выше, чем отдельно взятого поршневого двигателя и газотурбинного двигателя, а с учетом более полного использования энергии отходящих газов (ОГ) он может быть выше КПД современных дизелей [7].

За счет более полного сгорания топлива и расширения выхлопных газов в турбине до давления окружающей среды экономится до 20 % энергии топлива, увеличивается крутящий момент, уменьшается уровень шума выхлопа и снижается токсичность выхлопных газов.

Литература

- Серебряков Р.А. Вихревой эжекторный насадок, патент на изобретение № 2059859 Российской Федерации; опубл. 16.04.1993, Бюл. № 16.
- Калениченко А.Б., Серебряков Р.А. Топливосберегающий экологически чистый вихревой эжекторный насадок // Строительные материа-

- лы и оборудование, технологии XXI века. 2001. № 7. С. 18–21.
3. Кудрин О.И., Квасников А.В., Челомей В.Н.: открытие № 314 «Явление аномально высокого прироста тяги в газовом эжекционном процессе с пульсирующей активной струей». 1951.
 4. Роторный двигатель: патент США № 7753036 от 13.07.2010.
 5. Годжаев З.А., Аврамов Д.В., Мартынов Н.В., Белоусов Б.Н. Экологическая безопасность транспортно-технологических средств. Сельскохозяйственные машины и технологии. 2019. № 13 (2). С. 40–47.
 6. Годжаев З.А., Гусаров В.А. Разработка газотурбинных установок малой мощности для использования на промышленных предприятиях // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 6. С. 27–33.
 7. Годжаев З.А., Измайлова А.Ю., Лачуга Ю.Ф., Шогенов Ю.Х., Перспективы применения автоматизированных и роботизированных электроприводов на мобильных энергосредствах и рабочих органах сельхозмашин // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2018. № 2 (36). С. 41–47.
- References**
1. Serebryakov R.A. Vihrevoj ezhekturnyj nasadok [Vortex ejector nozzle], patent na izobretenie No 2059859 Rossijskaya Federaciya; opubl. 16.04.1993, Byul. No 16.
 2. Kalenichenko A.B., Serebryakov R.A. Fuel-saving environmentally friendly vortex ejector nozzles. Stroitel'nye materialy i oborudovanie, tekhnologii XXI veka. 2001. No 7, pp. 18–21 (in Russ.).
 3. Kudrin O.I., Kvasnikov A.V., Chelomej V.N., Otkrytie No 314. YAvlenie anomal'no vysokogo prirosta tyagi v gazovom ezhekcionnom processe s pul'siruyushchej aktivnoj struej [Phenomenon of abnormally high thrust growth in a gas ejection process with a pulsating active jet]. 1951.
 4. Rotornyj dvigatel'. Patent SSHA No 7753036 ot 13.07.2010.
 5. Godzhaev Z.A., Avramov D.V., Martynov N.V., Belousov B.N. Environmental safety of vehicles. Sel'skohozyajstvennye mashiny i tekhnologii. 2019. No 13 (2), pp. 40–47 (in Russ.).
 6. Godzhaev Z.A., Gusarov V.A. Development of low power gas turbine units for use in industrial enterprises. Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. 2018. No 6, pp. 27–33 (in Russ.).
 7. Godzhaev Z.A., Izmajlov A.YU., Lachuga YU.F., SHogenov YU.H. Prospects for the use of automated and robotic electric drives on mobile power tools and working bodies of agricultural machines. Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI. 2018. No 2 (36), pp. 41–47 (in Russ.).

ОПРЫСКИВАЮЩИЙ МОДУЛЬ ДЛЯ МУЛЬТИКОПТЕРА

MULTICOPTER SPRAYING MODULE

С.Н. БЫКОВ, к.т.н.

Кузбасская государственная сельскохозяйственная
академия, Кемерово, Россия, agro-kem@rambler.ru

S.N. BYKOV, PhD in Engineering

Kuzbass State Agricultural Academy, Kemerovo, Russia,
agro-kem@rambler.ru

Предлагается конструкция устройства, устанавливаемого на мультикоптер для реализации технологии точечного опрыскивания растений. При поражении отдельных небольших участков поля обработка всего поля с экологической и экономической точки зрения не целесообразна. Выезд в поле трактора, оснащенного опрыскивателем, зачастую невозможен по причине отсутствия технологической колеи и неэффективен при слишком малой площади проблемного участка. Одним из перспективных направлений решения указанной проблемы является использование беспилотных летательных аппаратов. Целью выполненных работ является разработка конструкции опрыскивающего модуля для установки его на мультикоптер. Предлагаемая нами технология точечной обработки полей с помощью мультикоптера содержит этапы аэрофотосъемки растений, составления и анализа электронных карт полей, настройки мультикоптера и навесного оборудования на выполнение запланированных работ, обработки точечных объектов опрыскиванием, оценки результатов обработки объектов. Существующие технологии опрыскивания полей предусматривают использование мультикоптеров грузоподъемностью около десяти литров рабочей жидкости. Основными ограничениями при этом являются высокая стоимость мультикоптера и невозможность точечного опрыскивания объектов малой площади. Для предлагаемой технологии возможно использование недорогих компактных мультикоптеров грузоподъемностью около двух килограммов. Разработан опрыскивающий модуль емкостью около одного литра рабочего раствора. Давление жидкости на выходе форсунки создается за счет энергии сжатого воздуха, подаваемого из специального резервуара через пневморедуктор.

Применение опрыскивающего модуля позволяет расширить ассортимент машин для защиты растений и повысить качество их опрыскивания на труднодоступных участках, на полях небольшой площади и сложной конфигурации, в условиях повышенной влажности почвы и отсутствия технологический колеи. Изготовление предлагаемой конструкции не требует сложного оборудования и инструментов. Использовать устройство целесообразно в небольших хозяйствах.

Ключевые слова: защита растений, опрыскиватель, беспилотный летательный аппарат, цифровые технологии, модуль.

A design of a device mounted on a multicopter for implementing the technology of spot spraying of plants is proposed. When individual small areas of the field are damaged from an environmental and economic point of view, the processing of the entire field is not advisable. The use of tractor equipped with a sprayer is often impossible due to the lack of wheeltrack and is not effective when the problem area is too small. One of the promising directions for solving this problem is the use of unmanned aerial vehicles. The aim of the work is to develop the design of the spraying module for further installation of it on a multicopter. The technology for spot processing of fields using a multicopter contains the steps of aerial photography of plants, compilation and analysis of electronic field maps, setting up a multicopter and attachments to carry out planned work, spraying point objects, and evaluating object processing results. Existing field spraying technologies involve the use of multicopter with a carrying capacity of about ten liters of working fluid. The main limitations are the high cost of the multicopter and the impossibility of spot spraying objects of small area. For the proposed technology, it is possible to use inexpensive compact multicopter with a carrying capacity of about two kilograms. A spray module of about one liter of working fluid was developed. The liquid pressure at the nozzle exit is created due to the energy of compressed air supplied from a special reservoir through a pneumatic reducing unit. The use of a spraying module allows to expand the range of machines for plant protection and improve the quality of their spraying in hard-to-reach areas, in fields of small area and of complex configuration, in conditions of increased soil moisture and lack of wheeltrack. The production of the proposed design does not require sophisticated equipment and tools. The use of the device is advisable in small farms.

Keywords: plant protection, sprayer, unmanned aerial vehicle, digital technology, module.

Введение

Серьезной проблемой при возделывании сельскохозяйственных культур является засорение полей сорняками, поражение растений болезнями и насекомыми. Выбор технических средств для защиты растений методом опрыскивания обычно осуществляется на основе анализа их технических и экономических характеристик. Актуально также использовать показатели опрыскивателей, учитывающие экологические аспекты [1] и уровень использования цифровых технологий [2].

Довольно часто происходит поражение не всего поля, а только отдельных небольших участков. С экологической и экономической точки зрения обработка всего поля в этом случае не целесообразна. Выезд в поле трактора, оснащенного опрыскивателем, зачастую невозможен по причине отсутствия технологической колеи и неэффективен при слишком малой площади проблемного участка.

Одним из перспективных направлений решения указанной проблемы является использование беспилотных летательных аппаратов. С учетом специфики выполняемых задач оптимальным вариантом представляется применение летательных аппаратов вертолетного типа – мультикоптеров, обладающих высокой маневренностью, компактностью и малой энергоемкостью [3]. Использование цифровых технологий для обработки данных с видеокамеры мультикоптера позволяет получить достоверную информацию об индексе вегетации NDVI на полях и обнаружить наиболее проблемные участки, подлежащие обработке.

Цель исследований

Разработка конструкции опрыскивающего модуля для установки его на мультикоптер.

Материалы и методы

Предлагаемая нами технология точечной обработки полей с помощью мультикоптера содержит 5 этапов (рис. 1).

Существующие технологии опрыскивания полей предусматривают использование мультикоптеров грузоподъемностью около 10 литров рабочей жидкости [4]. Основными ограничениями при этом являются высокая стоимость мультикоптера и невозможность точечного опрыскивания объектов малой площади.

Для нашей технологии предлагаем использовать недорогие компактные мультикоптеры грузоподъемностью 1–2 кг.

Нами были определены оптимальные характеристики для таких мультикоптеров и на основе показателей конкурентоспособности выбраны оптимальные модели в нижнем и верхнем ценовом диапазоне [5].

Кроме этого, возможен вариант разработки и изготовления собственными силами специального мультикоптера для реализации предлагаемой технологии.

Результаты и обсуждение

Главным звеном технологии является навесное оборудование для опрыскивания.

Разработан опрыскивающий модуль массой около 0,5 кг без загрузки, вмещающий около 1 литра рабочего раствора. На рис. 2 показана



Рис. 1. Этапы точечной обработки полей опрыскиванием

конструкция устройства (в разрезе), на рис. 3 показан вид спереди.

Опрыскивающий модуль состоит из кольца 5, в котором устанавливается проставка 6 с втулкой 14. В нижней части модуля устанавливается корпус 11. С левой стороны корпуса 11 устанавливается уголковый штуцер 13 с форсункой 12. С правой стороны корпуса 11 устанавливается дистанционный соленоид 7 с запорным стержнем 10. Закрытое состояние канала обеспечивается пружиной 9, которая

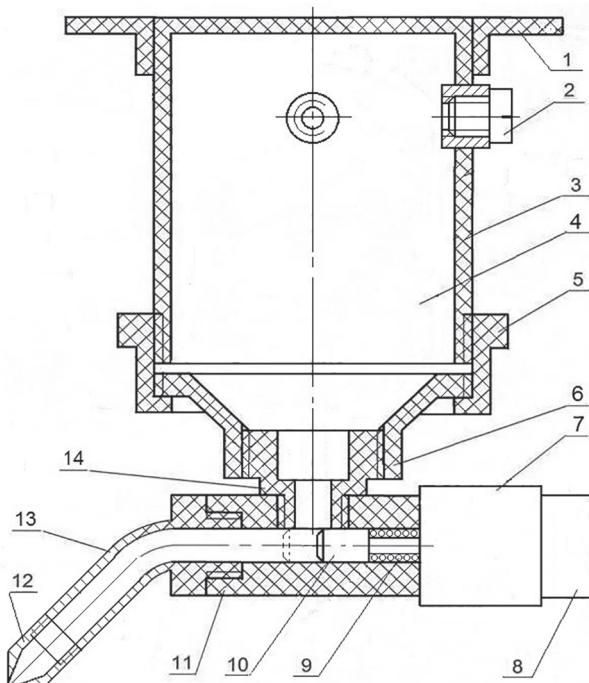


Рис. 2. Опрыскивающий модуль (продольный разрез)

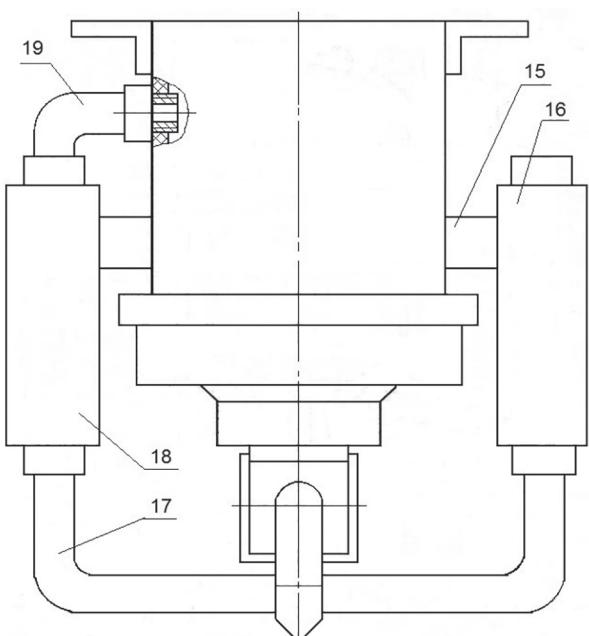


Рис. 3. Опрыскивающий модуль (вид спереди)

перемещает стержень 10 в левое положение. Открытие канала происходит при перемещении стержня 10 вправо при подаче напряжения на соленоид 7 от дистанционно управляемого реле 8.

Сверху в кольце 5 устанавливается стакан 3 для заливания рабочей жидкости в полость 4. На стакане 3 с помощью держателя 15 закреплен резервуар высокого давления 16. Последний соединен нижним патрубком 17 (на рис. 2 не показан) с пневморедуктором 18, который через верхний патрубок 19 создает избыточное давление (10–20 атм) воздуха в верхней части полости 4 стакана 3.

Вся конструкция подвешивается на мультикоптер с помощью кронштейнов 1. Для питания дистанционного соленоида 7 и подачи на него управляющего сигнала его контакты соединяются с соответствующими клеммами на мультикоптере.

На рис. 4 схематично показан мультикоптер 20 с видеокамерой 22 и подвешенным опрыскивающим модулем 21.

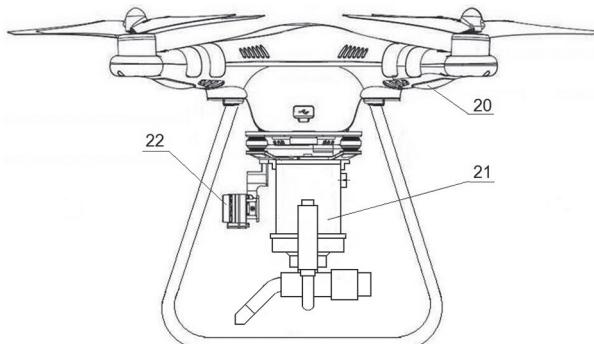


Рис. 4. Мультикоптер с опрыскивающим модулем

Устройство работает следующим образом. Рабочая жидкость объемом около 0,5 литра заливается в полость 4, и заливочное отверстие закрывается пробкой 2. На резервуаре 16 открываются клапан и воздух через пневморедуктор 19 поступает в верхнюю часть полости 4.

Далее производят пробный распыл рабочего раствора, который будет осуществляться из выходного отверстия форсунки 12. Открытие и закрытие выходного отверстия происходит за счет возвратно-поступательного движения запорного стержня 10 в диапазоне около 20 мм.

Если подтверждается необходимое качество пробного распыла, то мультикоптер можно отправлять для обработки кустарников, де-

ревьев или проблемного участка поля. Контроль процесса обработки осуществляется через видеокамеру 22. Когда рабочий раствор в емкости модуля закончится, мультикоптер возвращают, и технологический процесс опрыскивания повторяют для необработанных объектов. При снижении давления в резервуаре 16 ниже допустимого уровня его заменяют заправленным.

Основные технические характеристики модуля:

- ширина обрабатываемой полосы – 1–1,2 м;
- рабочая скорость мультикоптера – 6–8 км/ч;
- производительность устройства – 1,7–2,6 м²/с;
- время работы устройства до опорожнения емкости – 5–7 мин;
- обрабатываемая площадь за один вылет – 500–900 м²
- радиус действия мультикоптера – 1–1,5 км.

Выводы

Применение опрыскивающего модуля позволит расширить ассортимент машин для защиты растений и повысить качество их опрыскивания на труднодоступных участках, на полях небольшой площади и сложной конфигурации, в условиях повышенной влажности почвы и отсутствия технологический колеи, при обработке кустарников и отдельно стоящих деревьев.

Изготовление предлагаемой конструкции не требует сложного оборудования и инструментов. Использовать устройство целесообразно в небольших хозяйствах.

Литература

1. Быков С.Н. Экологический показатель конкурентоспособности научноемкой машиностроительной продукции // Использование и охрана природных ресурсов в России. 2017. № 1. С. 55–60.
2. Быков С.Н. Показатель «значимость информационной технологии конкурентоспособности наукоемкой машиностроительной продукции // Современные научноемкие технологии. 2018. № 12. С. 25–30.
3. Будущее АПК за беспилотниками // Российские беспилотники. Russian Drones. URL: https://russiandrone.ru/news/budushchee_apk_za_bespilotnikami/?phrase_id=2686 (дата обращения 22.09.2019).
4. Опрыскивание растений с беспилотников // RoboTrends [сайт]. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/opryskivanie-rasteniy-s-bespilotnikov> (дата обращения 22.02.2019).
5. Быков С.Н., Бережнов Н.Н. Выбор беспилотного авиационного средства для решения задач дистанционного зондирования и восстановления агроландшафтов // АгроЭкоИнфо. 2019. № 2. С. 210–221.

References

1. Bykov S.N. Environmental indicator of the competitiveness of high technology engineering products. Ispol'zovanie i ohrana prirodnnyh resursov v Rossii. 2017. No 1, pp. 55–60 (in Russ.).
2. Bykov S.N. The indicator “importance of information technology” competitiveness of high technology engineering products. Sovremennye naukoemkie tekhnologii. 2018. No 12, pp. 25–30 (in Russ.).
3. Budushchee APK za bespilotnikami [Elektronnyj resurs] [The future of agriculture is in drones]. Rossijskie bespilotniki. Russian Drones [sajt]. URL: https://russiandrone.ru/news/budushchee_apk_za_bespilotnikami/?phrase_id=2686 (data obrashcheniya 22.09.2019).
4. Opryskivanie rastenij s bespilotnikov [Elektronnyj resurs] [Spraying of plants from drones]. RoboTrends [sajt]. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/opryskivanie-rasteniy-s-bespilotnikov> (data obrashcheniya 22.02.2019).
5. Bykov S.N., Berezhnov N.N. The choice of unmanned aircraft for solving remote sensing and restoration of agrolandscapes. AgroEkoInfo. 2019. No 2, pp. 210–221 (in Russ.).

ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ РЕССОРА С АДАПТИВНЫМ САМОРЕГУЛИРУЕМЫМ ДЕМПФЕРОМ ДЛЯ ПОДВЕСКИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ И МЕТОДИКА ЕЕ РАСЧЕТА

PNEUMOHYDRAULIC SPRING WITH ADAPTIVE SELF-ADJUSTING DAMPER FOR SUSPENSION OF A HIGH-SPEED TRACKED VEHICLE AND ITS CALCULATION PROCEDURE

В.В. НОВИКОВ, д.т.н.

И.М. РЯБОВ, д.т.н.

К.В. ЧЕРНЫШОВ, к.т.н.

А.В. ПОЗДЕЕВ, к.т.н.

А.В. ПОХЛЕБИН, к.т.н.

Г.В. МАРКОВ

Волгоградский государственный технический
университет, Волгоград, Россия,
markov-gennadiy@yandex.ru

V.V. NOVIKOV, DSc in Engineering

I.M. RYABOV, DSc in Engineering

K.V. CHERNYSHOV, PhD in Engineering

A.V. POZDEEV, PhD in Engineering

A.V. POHLEBIN, PhD in Engineering

G.V. MARKOV

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia.
markov-gennadiy@yandex.ru

В настоящее время дальнейшее повышение подвижности быстроходных машин во многом ограничено существующими системами подрессоривания, которые в основном имеют нерегулируемые характеристики, а разработанные регулируемые подвески с внешним управлением очень сложны, дороги и менее надежны. Поэтому разработка относительно простых и надежных саморегулируемых подвесок для быстроходных машин является актуальной задачей. На кафедре «Автоматические установки» ВолгГТУ разработана оригинальная конструкция пневмогидравлической рессоры (ПГР) с адаптивным саморегулируемым демпфером для подвески быстроходной гусеничной машины (БГМ). Особенностью ее адаптивного демпфера является обеспечение двухступенчатого неупругого сопротивления в зависимости от амплитуды, частоты и направления колебаний, что позволяет значительно уменьшить ускорения «тряски» и нагрев ПГР при движении БГМ по мелким неровностям, а также практически исключить пробой подвески при возникновении больших вертикальных и угловых колебаний корпуса машины в процессе движения по большим неровностям или трамплинам с отрывом катков от опорной поверхности. Данные режимы работы обеспечиваются с помощью установки в корпусе серийной ПГР двух подпружиненных ступенчатых плунжеров, которые в статическом положении и при небольших ходах штока рессоры открывают дополнительный дроссельный канал, существенно уменьшающий неупругое сопротивление подвески, а при больших ходах перекрывают этот канал, тем самым значительно усиливая демпфирование колебаний. Благодаря тому, что эти плунжеры снабжены системой задержки их перемещения в обратном направлении, обеспечивается сохранение повышенного сопротивления в течение нескольких периодов колебаний. В статье также представлены инженерная методика и численный пример определения параметров основных элементов адаптивного саморегулируемого демпфера, приведены упругая и демпфирующие характеристики ПГР с учетом работы предохранительного клапана хода сжатия и обратного клапана хода отбоя.

Ключевые слова: пневмогидравлическая рессора, адаптивный саморегулируемый демпфер, плавность хода, методика расчета демпфера.

Currently, a further increase in the mobility of high-speed vehicles is largely limited by the existing suspension systems, which mainly have unregulated characteristics, and the developed adjustable suspension systems with external control are very complex, expensive and less reliable. Therefore, the development of relatively simple and reliable self-adjusting suspensions for high-speed machinery is an urgent task. At the Department of Automatic Installations of Volgograd State Technical University an original design of an air-hydraulic spring (AHS) with an adaptive self-regulating damper for suspension of a high-speed tracked vehicle (HSTV) was developed. A feature of its adaptive damper is the provision of a two-stage inelastic resistance depending on the amplitude, frequency and direction of oscillation, which can significantly reduce the acceleration of the «shaking» and heating of AHS when the HSTV moves along small irregularities, as well as practically eliminate suspension breakdowns when large vertical and angular vibrations occur at the vehicle's body when driving on large bumps or springboards with a takeoff of the rollers from the supporting surface. These modes of operation are ensured by installing two spring-loaded step plungers in the serial AHS body, which in a static position and with small spring lift open an additional throttle channel, which significantly reduces the inelastic resistance of the suspension, and at large strokes they block this channel, thereby significantly increasing damping fluctuations. Due to the fact that these plungers are equipped with a system for delaying their movement in the opposite direction, the increased resistance is maintained for several periods of oscillation. The article also presents an engineering methodology and a numerical example of determining the parameters of the main elements of an adaptive self-regulating damper, the elastic and damping characteristics of the AHS taking into account the operation of the pressure relief valve and the rebound check valve.

Keywords: air-hydraulic spring, adaptive self-adjusting damper, smoothness of movement, damper calculation procedure.

Введение

В настоящее время благодаря развитию технологий двигателестроения у быстроходных гусеничных машин (БГМ) появляется возможность значительного увеличения их подвижности. Но для увеличения скорости и сохранения комфорта передвижения также необходимо развивать и качество системы подрессоривания. При неудовлетворительном качестве подвески водитель испытывает дискомфорт и чрезмерные перегрузки, что приводит к быстрой утомляемости и может нанести вред организму человека. Поэтому при движении по разбитым дорогам и пересеченной местности водитель вынужден ограничивать скорость движения машины. Это предъявляет дополнительные требования к системам подрессоривания. Для решения данных задач наиболее подходящими являются пневмогидравлические подвески с регулируемым демпфированием. Однако в практике машиностроения отсутствуют простые технические решения данной сложной задачи [1...4].

Цель исследований

Разработка конструкции пневмогидравлические подвески для БГМ с регулируемым демпфированием и методики ее проектирования.

Материалы и методы

В ВолгГТУ на кафедре «Автоматические установки» и при содействии АО «ФНПЦ «Титан-Баррикады» разработана конструкция пневмогидравлической рессоры (ПГР) для подвески БГМ, которая обеспечивает адаптивное саморегулирование демпфирования в зависимости от амплитуды, частоты и направления колебаний, а также имеет предохранительный клапан хода сжатия и обратный клапан хода отбоя, выполненные в виде единого узла, в котором размещен основной дроссель (рис. 1). Прототипом данной конструкции является ПГР по патенту РФ 2694706, недостатком которой является сравнительно высокая сложность адаптивного саморегулируемого демпфирующего узла, что увеличивает габариты корпуса рессоры, а также отсутствие ограничения мак-

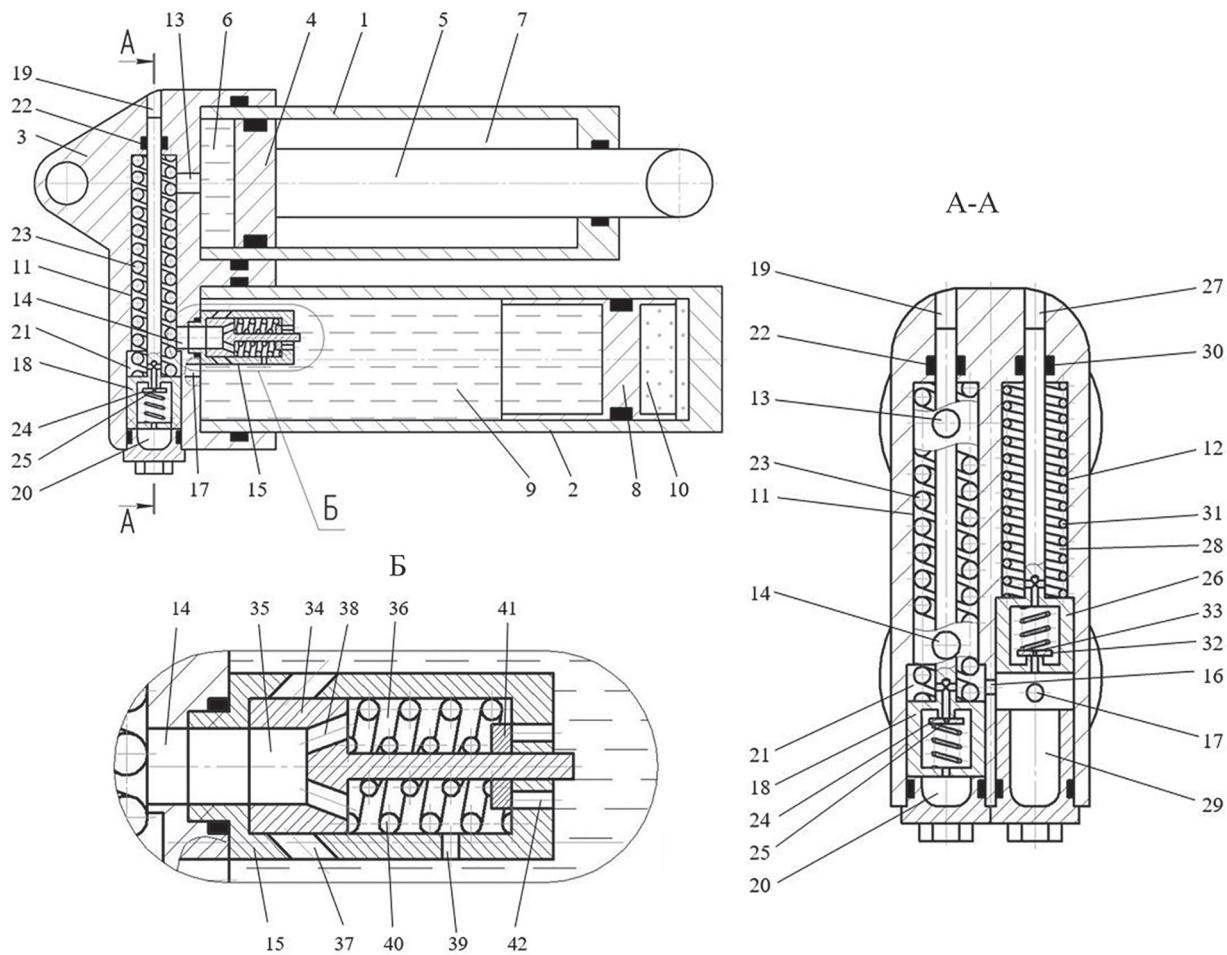


Рис. 1. ПГР с адаптивным саморегулируемым демпфером

симального перепада давлений между поршневой полостью и полостью гидроаккумулятора на ходе сжатия, что негативно влияет на плавность хода и надежность работы подвижных уплотнений [5, 6, 7].

ПГР состоит из гидравлического 1 и пневмогидравлического 2 цилиндров, установленных в корпусе 3. В цилиндре 1 установлен поршень 4 со штоком 5, образующие в цилиндре 1 поршневую 6 и штоковую 7 полости. Плавающий поршень 8 находится в пневмогидравлическом цилиндре 2 и разделяет его на гидравлическую 9 и пневматическую 10 полости. Поршневая полость 6 и гидравлическая полость 9 постоянно сообщены между собой через выполненное в корпусе отверстие 13, первое ступенчатое отверстие 11, нижнее отверстие 14, предохранительный клапан 15 и основное дроссельное отверстие 39 с большим сопротивлением. Кроме того, полости 6 и 9 могут периодически сообщаться через попеченный канал 16, второе ступенчатое отверстие 12 и дополнительное дроссельное отверстие 17 с малым сопротивлением.

Клапан максимального хода сжатия 18 и клапан максимального хода отбоя 26 выполнены в виде подпружиненных ступенчатых плунжеров. Клапаны 18 и 26 расположены в ступенчатых отверстиях 11 и 12 соответственно и разделяют их на надплунжерные 19 и 27, подплунжерные 20 и 28, кольцевые плунжерные 21 и 29 полости. Надплунжерные полости 19 и 27 отделены от кольцевых плунжерных полостей 21 и 29 с помощью уплотнений 22 и 30, установленных в проточках в корпусе 3. Клапаны 18 и 26 снабжены системами временной задержки возврата их в исходное положение, рассчитанными на 1,5–2 периода собственных колебаний корпуса машины, которые представлены в виде подпружиненных клапанных тарелок 24 и 32 с осевыми дроссельными отверстиями 25 и 33.

При работе ПГР с малыми амплитудами клапаны 18 и 26 постоянно открыты, поэтому жидкость между полостями 6 и 9 перетекает с малым сопротивлением через основное дроссельное отверстие 39 в предохранительном клапане 15 и дополнительное дроссельное отверстие 17.

При возникновении больших амплитуд колебаний клапаны 18 и 26 перекрывают попеченный канал 16, и жидкость между полостями 6 и 9 перетекает с большим сопротивлением только через основное дроссельное отверстие

39 в предохранительном клапане 15. При этом на ходе сжатия ПГР плунжер 18 под действием высокого давления перемещается до упора вверх, дополнительно сжимая пружину 23, а на ходе отбоя ПГР при низком давлении плунжер 26 под действием пружины 31 перемещается до упора вниз. После уменьшения колебаний ПГР клапаны 18 и 26 открываются.

На ходе сжатия при перекрытом попечном канале 16 и возникновении резкого перепада давления между полостями 6 и 9 происходит срабатывание предохранительного клапана 15, и плунжер 34 перемещается вправо, сжимая пружину 40 и открывая косые отверстия 37, благодаря чему обеспечивается ограничение силы сопротивления при больших скоростях хода сжатия.

На ходе отбоя, при перекрытом попечном канале 16 и возникновении резкого перепада давления между полостями 6 и 9, обратный клапан 41 открывается, и жидкость течет не только через основное дроссельное отверстие 39, но и через отверстия 42, кольцевую плунжерную полость 36, косые отверстия 38 и плунжерную полость 35, вызывая резкое уменьшение сопротивления.

Методика расчета адаптивного саморегулируемого демпфирующего узла ПГР

Методика расчета саморегулируемого адаптивного демпфирующего узла ПГР заключается в определении условий срабатывания клапанов 18 и 26 в зависимости от амплитуды, частоты и направления колебаний подвески.

Для этого необходимо знать упругую характеристику подвески, уравнения которой при деформациях по координатам λ и h имеют следующий вид:

$$P_k = \left(\frac{V_h}{V_h - F\lambda / i} \right)^n p_h F / i$$

или

$$P_k = \left(\frac{V_{ct}}{V_{ct} - Fh / i} \right)^n p_{ct} F / i, \quad (1)$$

где p_h и V_h – начальное давление и начальный объем газа; p_{ct} и V_{ct} – давление и объем газа в рессоре под статической нагрузкой; n – показатель политропы (для ПГР с плавающим поршнем $n = 1,3\dots1,4$); F – площадь вытеснителя (поршня или штока) рессоры; i – передаточное отношение в подвеске; λ – ход катка на ходе

сжатия от полностью растянутой ПГР; h – ход катка от статического положения (на ходе сжатия берется со знаком «+», на ходе отбоя – со знаком «–»).

Для расчета параметров клапана 18 (клапан защиты от колебаний подвески с большой амплитудой) зададимся условием его срабатывания (закрытия) путем перемещения вверх, зависящим от величины хода сжатия:

$$h \geq \Delta, \quad (2)$$

где Δ – наиболее вероятная амплитуда деформаций подвески при движении БГМ по относительно ровной поверхности дороги, вызывающей ускорения «тряски» (например, равна 5 см).

Тогда давление начала закрытия клапана 18 определится по зависимости:

$$p_1 = \frac{P_{\text{к1}}}{F/i} = \left(\frac{V_{\text{ct}}}{V_{\text{ct}} - F\Delta/i} \right)^n \cdot p_{\text{ct}}. \quad (3)$$

Этому давлению соответствует сила предварительного поджатия пружины 23:

$$P_{\text{пп1}} = p_1 F_{\text{пп1}} = \left(\frac{V_{\text{ct}}}{V_{\text{ct}} - F\Delta/i} \right)^n \cdot p_{\text{ct}} F_{\text{пп1}}, \quad (4)$$

где $F_{\text{пп1}}$ – площадь меньшей ступени плунжера 18.

$$P_{\text{пп1}} = c_1 x_{01}, \quad (5)$$

c_1 – жесткость пружины 23; x_{01} – величина предварительного сжатия пружины 23.

Величины $F_{\text{пп1}}$, c_1 и x_{01} выбираются исходя из компоновки клапана 18 в корпусе 3 и минимального диаметра меньшей ступени плунжера 18.

В большей ступени плунжера 18 установлен обратный клапан 24, выполненный в виде подпружиненной тарелки с дросселем 25, диаметр которого определяется из следующего уравнения:

$$P_{\text{пп1}} = \Delta p_{\text{пп1}} F_{\text{пп1.к1}} = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_{\text{др1}}^2} \cdot v_{\text{пп1}}^2, \quad (6)$$

где $F_{\text{пп1.к1}}$ – площадь поперечного сечения кольцевой полости плунжера 18; $\Delta p_{\text{пп1}}$ – перепад давлений на большей ступени плунжера 18 между полостями 20 и 21; ρ – плотность жидкости ($\rho = 0,85 \text{ г/см}^3$); μ – коэффициент расхода (для ПГР $\mu = 0,8...0,9$); $v_{\text{пп1}}$ – скорость перемещения плунжера 18 под действием пружины 23 вниз при условии уменьшения давлений в полостях 9 и 10 меньше p_1 .

Скорость перемещения плунжера можно найти из уравнения:

$$v_{\text{пп1}} = \frac{\delta_1}{t_{\text{откр1}}} = \frac{\delta_1}{(1...3)T} = \sqrt{\frac{gnF}{iV_{\text{ct}}}} \cdot \frac{\delta_1}{(1...3)2\pi}, \quad (7)$$

где δ_1 – полный ход плунжера 18; $t_{\text{откр1}}$ – время открытия плунжера 18 (равно 1...3 периодам колебаний подвески); T – период собственных колебаний рессоры; g – ускорение свободного падения.

Задаваясь скоростью $v_{\text{пп1}}$ и зная силу поджатия пружины 23 при закрытом клапане 18, можно определить площадь дроссельного отверстия в обратном клапане 24:

$$f_{\text{др1}} = \sqrt{\frac{\rho F_{\text{пп1.к1}}^3}{2\mu^2 P_{\text{пп1}}^*}} \cdot v_{\text{пп1}}, \quad (8)$$

где $P_{\text{пп1}}^*$ – сила поджатия пружины 23 при закрытом клапане 18,

$$P_{\text{пп1}}^* = c_1(x_1 + \delta_1). \quad (9)$$

Тогда диаметр дроссельного отверстия в обратном клапане 24 рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{др1}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{др1}}}{\pi}}. \quad (10)$$

Для расчета параметров клапана 26 (клапан защиты от пробоя подвески после полного растяжения ПГР при отрыве катков после преодоления трамплина и последующего приземления) зададимся условием его срабатывания (закрытия) путем перемещения вниз, зависящим от величины хода отбоя:

$$h \geq -\Delta_{\text{отб}}, \quad (11)$$

где $\Delta_{\text{отб}}$ – величина растяжения ПГР, при которой необходимо закрыть клапан 26 (например, равна 80 % от статического хода подвески).

Тогда давление начала закрытия клапана 26 определится по зависимости:

$$p_2 = \frac{P_{\text{к2}}}{F/i} = \left(\frac{V_{\text{ct}}}{V_{\text{ct}} + F\Delta_{\text{отб}}/i} \right)^n \cdot p_{\text{ct}}, \quad (12)$$

Этому давлению соответствует сила предварительного поджатия пружины 31:

$$P_{\text{пп2}} = p_2 F_{\text{пп2}} = \left(\frac{V_{\text{ct}}}{V_{\text{ct}} + F\Delta_{\text{отб}}/i} \right)^n \cdot p_{\text{ct}} F_{\text{пп2}}, \quad (13)$$

где $F_{\text{пп2}}$ – площадь меньшей ступени плунжера 26;

$$P_{\text{пп2}} = c_2 x_{02}, \quad (14)$$

c_2 – жесткость пружины 31; x_{02} – величина предварительного сжатия пружины 31.

Величины $F_{\text{пл}2}$, c_2 и x_{02} выбираются исходя из компоновки клапана 31 в корпусе 3 и минимального диаметра меньшей ступени плунжера 26.

В большей ступени плунжера 26 установлен обратный клапан 32, выполненный в виде подпружиненной тарелки с дросселем 33, диаметр которого определяется по следующего уравнения:

$$P_{\text{пп2}} = \Delta p_{\text{пл2}} F_{\text{пл.к2}} = \frac{\rho F_{\text{пл.к}}^3}{2\mu^2 f_{\text{др2}}^2} \cdot v_{\text{пл2}}^2, \quad (15)$$

где $F_{\text{пл.к2}}$ – площадь поперечного сечения кольцевой полости плунжера 26; $\Delta p_{\text{пл2}}$ – перепад давлений на большей ступени плунжера 26 между полостями 28 и 29; $v_{\text{пл2}}$ – скорость перемещения плунжера 26 под действием пружины 31 вверх при условии увеличения давления в полостях 9 и 10 больше меньше p_2 .

Скорость перемещения плунжера можно найти из уравнения:

$$v_{\text{пл2}} = \frac{\delta_2}{t_{\text{откр2}}} = \frac{\delta_2}{(1\dots3)T} = \sqrt{\frac{gnF}{iV_{\text{ст}}}} \cdot \frac{\delta_2}{(1\dots3)2\pi}, \quad (16)$$

где δ_2 – полный ход плунжера 26; $t_{\text{откр2}}$ – время открытия плунжера 26 (равно 1...3 периодам колебаний подвески).

Задаваясь скоростью $v_{\text{пл2}}$ и зная силу поджатия пружины 31 при закрытом клапане 26, можно определить площадь дроссельного отверстия в обратном клапане 32:

$$f_{\text{др2}} = \sqrt{\frac{\rho F_{\text{пл.к2}}^3}{2\mu^2 P_{\text{пп2}}^*}} \cdot v_{\text{пл2}}, \quad (17)$$

где $P_{\text{пп2}}^*$ – сила поджатия пружины 23 при закрытом клапане 18,

$$P_{\text{пп2}}^* = c_2(x_2 + \delta_2). \quad (18)$$

Тогда диаметр дроссельного отверстия в обратном клапане 24 рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{др2}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{др2}}}{\pi}}. \quad (19)$$

Демпфирующая характеристика ПГР рассчитывается по формуле:

$$R_k = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_0^2 t^3} v_k^2, \quad (20)$$

где f_0 – площадь дроссельного отверстия в головке ПГР; v_k – скорость вертикальных перемещений катка.

Результаты и обсуждение

Пример расчета адаптивного саморегулируемого демпфирующего узла ПГР

Ниже приведен пример расчета основных параметров ПГР с саморегулируемым адаптивным демпфирующим узлом для пневмогидравлической подвески БГМ при следующих исходных данных: статический объем газа $V_{\text{ст}} = 270 \text{ см}^3$; площадь поршня $F = 19,63 \text{ см}^2$; полный ход подвески $h_{\text{полн}} = 32 \text{ см}$; передаточное число подвески $i = 2,5$; статическое давление $p_{\text{ст}} = 10 \text{ МПа}$; ступенчатые плунжеры 18 и 26 имеют одинаковые размеры: $d_{\text{пл1}} = 6 \text{ мм}$ и $d_{\text{пл2}} = 22 \text{ мм}$. Графики статической и динамической упругих характеристик пневмогидравлической подвески, построенные с помощью расчета по формуле (1), показаны на рис. 2.

Из условия (2) зададимся параметром срабатывания клапана 18 на ходе сжатия подвески от статического положения $\Delta = 5 \text{ см}$. Тогда из формулы (3) давление, при котором начнет закрываться клапан 18, $p_1 = 12,45 \text{ МПа}$. Этому давлению при площади меньшей ступени плунжера 18 $F_{\text{пл1}} = 0,283 \text{ см}^2$ соответствует сила предварительного поджатия пружины 23 $P_{\text{пп1}} = 352 \text{ Н}$.

Зная силу предварительного поджатия пружины 23, можно подобрать саму пружину по ГОСТ 18793, либо, зная наружный диаметр, длину и ход пружины, спроектировать собственную пружину.

В нашем случае пружина 23 имеет следующие параметры (рис. 3): наружный диаметр $D_{\text{нар}} = 18 \text{ мм}$; диаметр прутка $d = 2 \text{ мм}$; внутренний диаметр $D_{\text{вн}} = 14 \text{ мм}$; длина без нагрузки $l_0 = 322 \text{ мм}$, контрольная длина $l_1 = 92 \text{ мм}$; сила пружины (при l_1) $P_1 = 352,55 \text{ Н}$; контрольная длина $l_2 = 80 \text{ мм}$, сила пружины (при l_2) $P_2 = 370,94 \text{ Н}$; длина в сжатом состоянии $l_3 = 53 \text{ мм}$; сила пружины (при l_3) $P_3 = 412,33 \text{ Н}$; расстояние между витками $t = 12,76 \text{ мм}$; рабочее число витков $n = 25 \text{ шт.}$; жесткость пружины $c_1 = 1,53 \text{ Н/мм}$; материал – сталь 60С2А, ГОСТ 14959-79.

При времени открытия клапана 18 $t_{\text{откр1}} = 2T$, согласно формуле (7), скорость перемещения плунжера $v_{\text{пл1}} = 0,6 \text{ см/с}$.

Зная скорость $v_{\text{пл1}}$ и силу поджатия пружины 23 при закрытом клапане 18, можно определить площадь дроссельного отверстия в обратном клапане 24 по формуле (8). При кольцевой

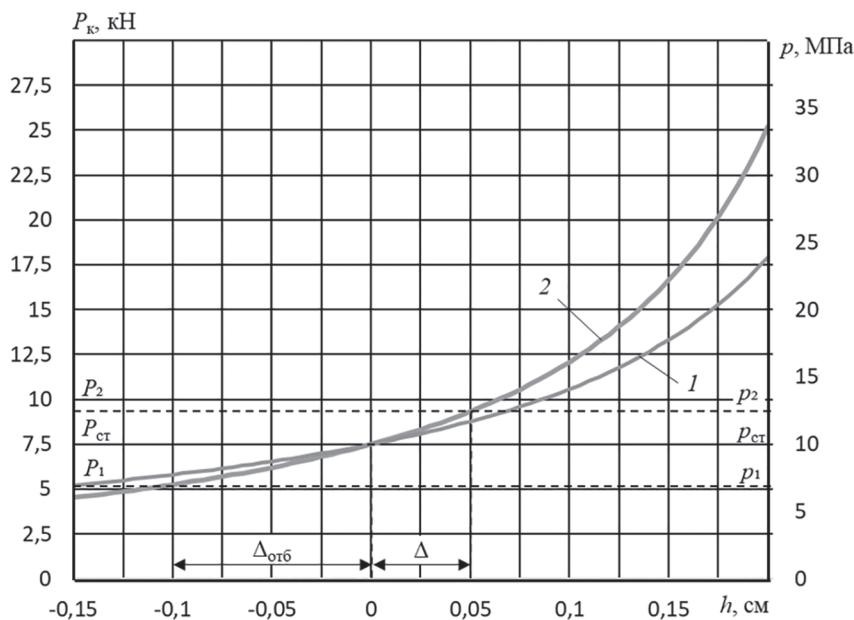


Рис. 2. Упругие характеристики пневмогидравлической подвески БГМ:
1 – статическая ($n = 1$); 2 – динамическая ($n = 1,39$)

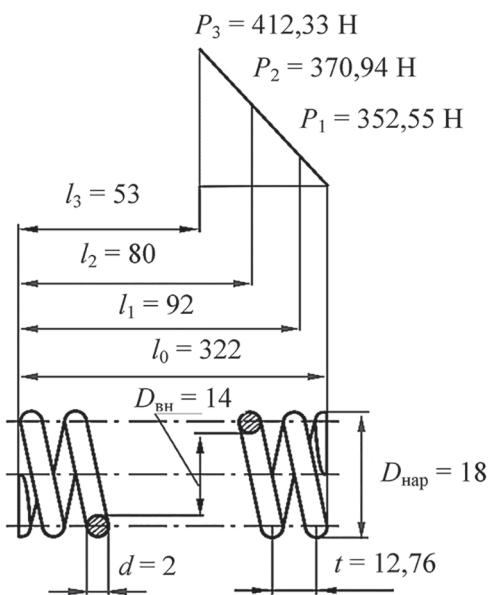


Рис. 3. Пружина 23

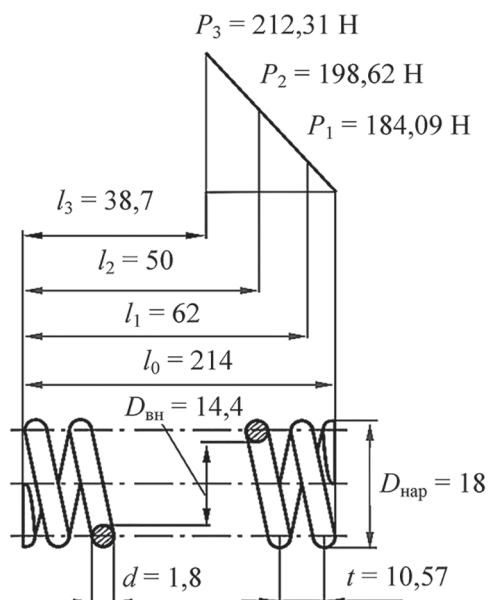


Рис. 4. Пружина 31

площади плунжера $18 F_{пл,к1} = 1,72 \text{ см}^2$ площадь дроссельного отверстия $f_{др1} = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2$. Этой площади, согласно формуле (10), соответствует диаметр дроссельного отверстия в обратном клапане $24 d_{др1} = 0,26 \text{ мм}$.

Для расчета параметров клапана 26 (клапан защиты от пробоя подвески после полного растяжения ПГР при отрыве катков после преодоления трамплина и последующего приземления) зададимся условием его срабатывания на ходе отбоя подвески при $\Delta_{отб} \geq 10 \text{ см}$. Тогда, согласно формуле (12), дав-

ление начала закрытия клапана $26 p_2 = 7 \text{ МПа}$. Этому давлению при площади меньшей ступени плунжера $26 F_{пл1} = 0,283 \text{ см}^2$ соответствует сила предварительного поджатия пружины 31 $P_{пр2} = 198 \text{ Н}$.

Зная силу предварительного поджатия пружины 31, можно подобрать саму пружину по ГОСТ 18793, либо, зная наружный диаметр, длину и ход пружины, спроектировать собственную пружину.

В нашем случае пружина 31 имеет следующие параметры (рис. 4): наружный диа-

метр $D_{\text{нап}} = 18$ мм; диаметр прутка $d = 1,8$ мм; внутренний диаметр $D_{\text{вн}} = 14,4$ мм; длина без нагрузки $l_0 = 214$ мм; контрольная длина $l_1 = 62$ мм; сила пружины (при l_1) $P_1 = 184,09$ Н; контрольная длина $l_2 = 50$ мм; сила пружины (при l_2) $P_2 = 198,62$ Н; длина в сжатом состоянии $l_3 = 38,7$ мм; сила пружины (при l_3) $P_3 = 212,31$ Н; расстояние между витками $t = 10,57$ мм; рабочее число витков $n = 20$ шт.; жесткость пружины $c_1 = 1,21$ Н/мм; материал сталь 60С2А, ГОСТ 14959-79.

При времени открытия клапана 26 $t_{\text{откры}} = 2T$, согласно формуле (16), скорость перемещения плунжера 26 равна скорости перемещения плунжера 18: $v_{\text{пл1}} = v_{\text{пл2}} = 0,6$ см/с.

Зная скорость $v_{\text{пл2}}$ и силу поджатия пружины 31 при закрытом клапане 26, можно определить площадь дроссельного отверстия в обратном клапане 26 по формуле (17). При кольцевой площади плунжера 26 $F_{\text{пл,к2}} = 1,72$ см² площадь дроссельного отверстия $f_{\text{др2}} = 7,2 \cdot 10^{-4}$ см². Этой площади, согласно формуле (19), соответствует диаметр дроссельного отверстия в обратном клапане 26 $d_{\text{др1}} = 0,3$ мм.

Демпфирующие характеристики данной подвески, рассчитанные по формуле (20) при открытых и закрытых клапанах 18 и 26, показаны на рис. 5. Эти характеристики построены при следующих исходных данных: диаметр основного дроссельного отверстия $d_o = 5$ мм; диаметр дополнительного дроссельного отверстия $d_{\text{доп}} = 10$ мм.

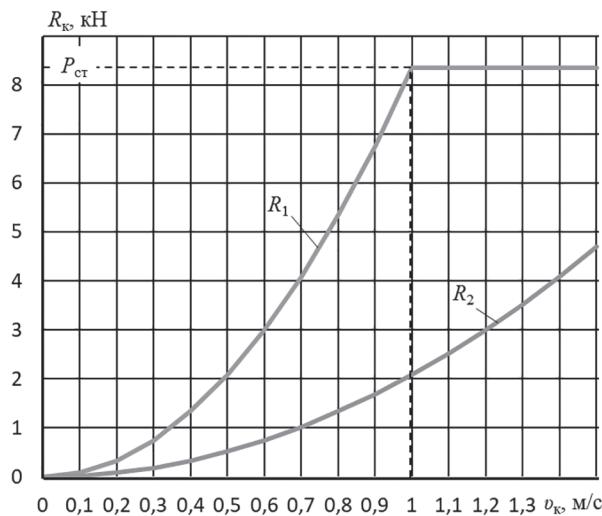


Рис. 5. Демпфирующие характеристики ПГР:
 R_1 – при закрытых клапанах 18 и 26 на ходе сжатия;
 R_2 – при открытых клапанах 18 и 26 на ходах сжатия и отбоя

Заключение

1. Разработанная ПГР с адаптивным демпфирующим узлом саморегулируемым по амплитуде, направлению и частоте колебаний, имеет простую конструкцию и позволяет значительно уменьшить ускорения «тряски» при движении БГМ по мелким неровностям (клапаны 18 и 26 открыты), практически исключить пробои подвески при возникновении больших вертикальных и угловых колебаний корпуса машины (клапан 18 закрыт), а также максимально задемпфировать подвеску после полного выдвижения штока (клапан 26 закрыт) при движении БГМ через трамплины с отрывом катков от опорной поверхности.

2. Изложенная в статье инженерная методика расчета позволяет определять параметры основных элементов адаптивного демпфирующего узла, строить упругие и демпфирующие характеристики ПГР с учетом работы предохранительного клапана хода сжатия и обратного клапана хода отбоя.

3. Применение разработанной ПГР с адаптивным саморегулируемым демпфером позволяет повысить подвижность БГМ и уменьшить потери энергии в подвеске, а также, по сравнению с регулируемыми подвесками с внешним управлением – существенно снизить стоимость системы подпрессоривания и повысить надежность ее работы.

Литература

- Новиков В.В., Рябов И.М., Горобцов А.С., Чернышов К.В., Подзоров А.В. Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства: патент на изобретение № 23196020, Российская Федерация; ВолгГТУ. Бюл. № 3, 2008.
- Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография; ВолгГТУ. Волгоград, 2009. 338 с.
- Поздеев А.В., Новиков В.В., Дьяков А.С., Похлебин А.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств: монография; ВолгГТУ. Волгоград, 2013. 244 с.
- Новиков В.В., Рябов И.М., Похлебин А.В., Поздеев А.В., Марков Г.В. Пневмогидравлическая рессора с адаптивным демпфированием для подвесок быстроходных машин высокой проходимости // Прогресс транспортных средств и систем – 2018: материалы междунар. науч.-практ. конф.

- (г. Волгоград, 9–11 октября 2018 г.); ВолгГТУ, РФФИ, ОАО «ЦКБ «Титан». Волгоград, 2018. С. 53–55.
5. Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В., Поздеев А.В., Марков Г.В. Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства: патент на изобретение № 2694706, Российская Федерация; ВолгГТУ. Бюл. № 20, 2019.
 6. Марков Г.В., Сериков С.А. Пневмогидравлическая рессора с адаптивным демпфером для подвески быстроходной гусеничной машины // XXIII региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 11–14 декабря 2018 г.): тез. док. / редкол.: А.В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.]; Комитет образования, науки и молодежной политики Волгоградской обл., Совет редакторов вузов Волгоградской обл., Волгоградский гос. техн. ун-т. Волгоград, 2019. С. 50–51.
 7. Method of calculating the adaptive damper of the pneumohydraulic spring for the suspension of a high-speed vehicle / В.В. Новиков, А.В. Поздеев, Г.В. Марков, А.В. Похлебин, Д.А. Чумаков, К.В. Чернышов, А.В. Леонард // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 632: International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering (Irkutsk, Russia, 27 May – 1 June, 2019): Proceedings / Irkutsk National Research Technical University. [IOP Publishing], 2019. 8 p. Doi:10.1088/1757-899X/632/1/012057.
- ## References
1. Novikov V.V., Ryabov I.M., Gorobcov A.S., CHernyshov K.V., Podzorov A.V. Pnevmodravlicheskaya ressora podveski transportnogo sredstva [Vehicle air suspension spring]: patent na izobretenie No 23196020, Rossijskaya Federaciya; Volg-GTU. Byul. No 3, 2008.
 2. Novikov V.V., Ryabov I.M., CHernyshov K.V. Vibrozashchitnye svojstva podvesok avtotransportnyh sredstv [Vibration protective properties of vehicle suspensions: a monograph]. VolgGTU Publ., Volgograd, 2009. 338 p.
 3. Pozdeev A.V., Novikov V.V., D'yakov A.S., Pohlebin A.V., Ryabov I.M., CHernyshov K.V. Regulyuemye pnevmaticheskie i pnevmogidravlicheskie ressory podvesok avtotransportnyh sredstv [Adjustable pneumatic and pneumohydraulic springs for vehicle suspensions: a monograph]; VolgGTU Publ., Volgograd, 2013. 244 p.
 4. Novikov V.V., Ryabov I.M., Pohlebin A.V., Pozdeev A.V., Markov G.V. Pneumo-hydraulic spring with adaptive damping for suspensions of high-speed off-road vehicles. Progress transportnyh sredstv i sistem – 2018: materialy mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (g. Volgograd, 9–11 oktyabrya 2018 g.) [Progress of vehicles and systems – 2018: materials of international scientific and practical conference (Volgograd, October 9–11, 2018)]; VolgGTU, RFFI, OAO «CKB «Titan». Volgograd, 2018, pp. 53–55 (in Russ.).
 5. Novikov V.V., Ryabov I.M., CHernyshov K.V., Pozdeev A.V., Markov G.V. Pnevmodravlicheskaya ressora podveski transportnogo sredstva [Vehicle air suspension spring]: patent na izobretenie No 2694706, Rossijskaya Federaciya; Volg-GTU. Byul. No 20, 2019.
 6. Markov G.V., Serikov S.A. Pneumo-hydraulic spring with adaptive damper for suspension of a high-speed tracked vehicle. XXIII regional'naya konferenciya molodyh issledovatelej Volgogradskoj oblasti (g. Volgograd, 11–14 dekabrya 2018 g.) [XXIII regional conference of young researchers of the Volgograd region (Volgograd, December 11–14, 2018)]: tez. dok. / redkol.: A.V. Navrockij (otv. red.) [i dr.]. Komitet obrazovaniya, nauki i molodezhnoj politiki Volgogradskoj obl., Sovet redaktorov vuzov Volgogradskoj obl., Volgogradskij gos. tekhn. un-t. Volgograd, 2019, pp. 50–51 (in Russ.).
 7. Method of calculating the adaptive damper of the pneumohydraulic spring for the suspension of a high-speed vehicle / V.V. Novikov, A.V. Pozdeev, G.V. Markov, A.V. Pohlebin, D.A. CHumakov, K.V. CHernyshov, A.V. Leonard // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 632: International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering (Irkutsk, Russia, 27 May – 1 June, 2019): Proceedings / Irkutsk National Research Technical University. [IOP Publishing], 2019. 8 p. doi:10.1088/1757-899X/632/1/012057.

БАЗОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕННОГО СИСТЕМОЙ ПРОПУСКА ПОДАЧ ТОПЛИВА

BASIC CHARACTERISTIC OF FUEL CONTROL OF A TRACTOR DIESEL ENGINE EQUIPPED WITH A FUEL SKIPPING SYSTEM

Э.М. ГАЙСИН, к.т.н.

Башкирский государственный аграрный университет,
Уфа, Россия, gaisin@inbox.ru

Е.М. GAJSIN, PhD in Engineering

Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia, gaisin@inbox.ru

В статье рассматривается проблема повышения экономичности работы тракторных дизелей на режимах малых нагрузок и оборотов. Эффективным способом является недопущение уменьшения цикловой подачи топлива по мере снижения нагрузки. На практике это реализуется путем отключения части цилиндров (прекращения подачи топлива в часть цилиндров) по мере снижения нагрузки. Однако при таком способе отключения из-за ступенчатого изменения удельного расхода топлива появляются нереализованные зоны, на которых можно получить дополнительную экономию топлива. Плавного изменения удельного расхода топлива можно достичь прекращением (пропуском) отдельных подач (впрысков) топлива не в одних и тех же цилиндрах, а распределяя по всем цилиндрам. Для реализации такого метода регулирования топливная система должна позволять производить единичные пропуски впрысков топлива с разной периодичностью и в любых цилиндрах, что возможно только в топливных системах с электронным управлением. В электронный блок должна быть заложена базовая характеристика управления пропуском подач топлива.

Цель – разработка базовой характеристики управления топливоподачей дизеля для регулирования режимов работы пропуском подач топлива. Базовая характеристика управления пропуском подач топлива была получена с использованием скоростных и регуляторных характеристик топливного насоса дизеля. Базовая характеристика представляет собой матрицу данных, включающую число реализованных подач (до пропуска подачи) и номер пропускаемой подачи за реализуемыми подачами. Результаты экспериментальных исследований характеристик топливного насоса дизельного двигателя 2Ч105х120 подтвердили работоспособность топливной системы по базовой характеристике, полученной предлагаемым методом.

Ключевые слова: пропуск подачи топлива, скоростная характеристика, регуляторная характеристика.

The article discusses the problem of improving the efficiency of tractor diesel engines at low loads and rotations. An effective way is to prevent the cyclic fuel supply from decreasing as the load lowers. Practically this is done by turning off part of the cylinders (stopping the supply of fuel to part of the cylinders) as the load decreases. However, with this shutdown method, due to a stepwise change in the specific fuel consumption the unrealized zones appear, where additional fuel economy can be obtained. A smooth change in specific fuel consumption can be achieved by stopping (skipping) individual fuel supplies (injections) not in the same cylinders, but by distributing them across all cylinders. To implement this method of regulation, the fuel system must allow producing single stoppings of fuel injections with different intervals and in any cylinders, which is possible only in electronically controlled fuel systems. In the electronic unit the basic characteristic of the control of fuel supply must be incorporated. The goal is to develop a basic characteristic of diesel fuel supply control to regulate operating modes by skipping fuel supply. The basic characteristic of the fuel flow control was obtained using the speed and regulatory characteristics of the diesel fuel pump. The basic characteristic is a data matrix including the amount of supply actions (before the supply skip) and the number of supply action skipped after supply actions done. The results of experimental studies of the characteristics of the fuel pump of a 2CH105kh120 diesel engine confirmed the efficiency of the fuel system according to the basic characteristic obtained by the proposed method.

Keywords: fuel supply skipping, speed characteristic, regulatory characteristic.

Введение

Дизельные двигатели, применяемые в тракторах, работают на разных диапазонах нагрузок и оборотов. Выявлено, что даже на основных сельскохозяйственных операциях приблизительно 80 % времени они работают с нагрузкой, близкой к номинальной, а 20 % – на режимах холостого хода и малого газа. При переходе на режимы малых нагрузок и оборотов экономические показатели существенно ухудшаются. Объясняется это резким снижением – по мере уменьшения нагрузок – не только давления впрыскивания, но и цикловой подачи топлива, когда усиливается относительное влияние на процесс смесеобразования и сгорания более грубо распыливаемого топлива в начальном и конечном участках процесса впрыскивания, соответствующих подъему и посадке иглы распылителя форсунки [1, 2].

В соответствии с этим эффективным способом существенного повышения экономичности работы тракторных двигателей может стать недопущение уменьшения цикловой подачи топлива по мере снижения нагрузки. На практике это реализуется путем отключения части цилиндров. Отключение цилиндров в основном производится прекращением подачи топлива в часть цилиндров по мере снижения нагрузки. При этом на остающиеся работать цилиндры впрыскивается топливо с увеличенной цикловой подачей для преодоления возникшей нагрузки от выключенных цилиндров. Однако при таком способе отключения из-за ступенчатого изменения удельного расхода топлива появляются нереализованные зоны, на которых можно получить дополнительную экономию топлива.

Плавного изменения удельного расхода топлива можно достичь прекращением (пропуском) отдельных подач (впрысков) топлива не в одних и тех же цилиндрах, а распределяя по всем цилиндрам. При этом величины реализованных цикловых подач будут иметь постоянное значение на всем диапазоне регулирования [5].

Для реализации такого метода регулирования топливная система должна позволять производить единичные пропуски впрысков топлива с разной периодичностью и в любых цилиндрах. Очевидно, что это возможно только в топливных системах с электронным управлением. В электронный блок должна быть заложена базовая характеристика управления пропуском подач топлива.

Цель исследований

Разработка базовой характеристики управления топливоподачей дизеля для регулирования режимов работы пропуском подач топлива.

Материалы и методы

Расчетно-экспериментальные исследования проводились с использованием программы Microsoft Excel и стенда для испытания и регулировки топливных насосов высокого давления КИ-22210-УХЛ4.

Результаты и обсуждение

Базовая характеристика управления пропуском подач топлива может быть получена с использованием скоростных и регуляторных характеристик топливного насоса дизеля, которые представлены на рис. 1.

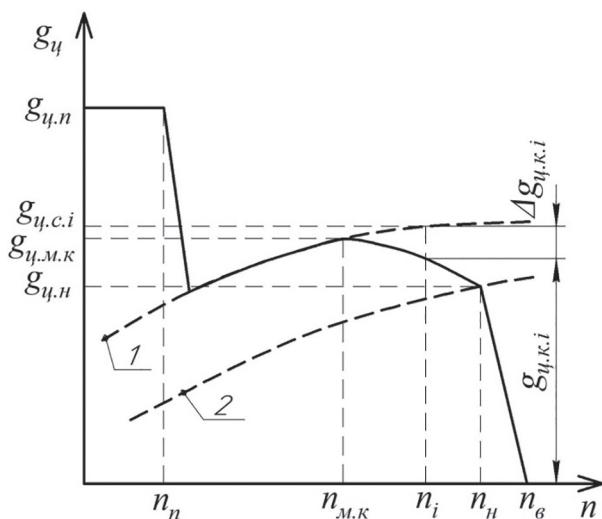


Рис. 1. Скоростные (1 и 2) и регуляторные характеристики топливных систем непосредственного действия:

n_p , $n_{m.k}$, n_h и n_g – частоты вращений, соответственно, при пуске, максимальном крутящем моменте, номинальном режиме и при выключении подачи; $g_{p.p}$, $g_{p.m.k}$ и $g_{p.n}$ – цикловые подачи, соответственно, при пуске, максимальном крутящем моменте и номинальном режиме

Из рисунка видно, что при пуске n_p и до режима максимального крутящего момента $n_{m.k}$ пропуска подач топлива не может быть. Величины цикловых подач на этих режимах можно обеспечить применяемыми на сегодняшний день способами (изменением рейки дозатора) насоса.

Пропуск подачи топлива можно реализовать от режима максимального крутящего мо-

мента $n_{\text{м.к}}$ до полного выключения подачи $n_{\text{в}}$. При частоте вращения максимального крутящего момента $n_{\text{м.к}}$ рейка (дозатор) насоса фиксируется в положении, обеспечивающем цикловую подачу $g_{\text{ц.м.к}}$. Далее на всем диапазоне до полного выключения положение рейки (дозатора) не меняется.

Рассмотрим более подробно случай при частоте вращения n_i .

Число реализованных подач m (до пропуска подачи) должно быть таким, чтобы каждая убавленная на величину $\Delta g_{\text{ц.к.}i}$ подача позволила собрать одну пропущенную подачу:

$$m = \frac{g_{\text{ц.к.}i}}{\Delta g_{\text{ц.к.}i}} = \frac{g_{\text{ц.к.}i}}{g_{\text{ц.с.}i} - g_{\text{ц.к.}i}}, \quad (1)$$

где $g_{\text{ц.к.}i}$ – текущее значение цикловой подачи на корректорной ветви регуляторной характеристики; $g_{\text{ц.с.}i}$ – текущее значение цикловой подачи на скоростной характеристике.

Номер пропускаемой подачи за реализуемыми подачами можно определить по следующей зависимости:

$$k = m + 1 = \frac{g_{\text{ц.к.}i}}{g_{\text{ц.с.}i} - g_{\text{ц.к.}i}} + 1 = \frac{g_{\text{ц.с.}i}}{g_{\text{ц.с.}i} - g_{\text{ц.к.}i}}. \quad (2)$$

Число пропускаемых подач в процентах составит:

$$\begin{aligned} e &= \frac{1}{k} 100 \% = \frac{1}{m+1} 100 \% = \frac{1}{g_{\text{ц.с.}i} - g_{\text{ц.к.}i}} \times \\ &\quad \times 100 \% = \frac{g_{\text{ц.с.}i} - g_{\text{ц.к.}i}}{g_{\text{ц.с.}i}} 100 \% \end{aligned} \quad (3)$$

У современных топливных систем скоростные и регуляторные характеристики таковы, что для участка $n_{\text{м.к.}} - n_{\text{в}}$ могут быть описаны уравнениями параболы:

$$g_{\text{ц.с.}i} = a_2 n_i^2 + b_2 n_i + c_2;$$

$$g_{\text{ц.к.}i} = a_1 n_i^2 + b_1 n_i + c_1,$$

где n_i – текущее значение частоты вращения; a_1, a_2, b_1, b_2, c_1 и c_2 – постоянные величины.

На участке $n_{\text{в}} - n_{\text{в}}$ они представляют почти прямые линии и могут записываться соответственно в видах:

$$g_{\text{ц.с.}i} = a_4 n_i + b_4;$$

$$g_{\text{ц.п.}i} = a_3 n_i + b_3.$$

Подставив полученные выражения в формулы (1)–(3), получим:

для режима $n_{\text{м.к.}} - n_{\text{в}}$:

$$m_k = \frac{a_1 n_i^2 + b_1 n_i + c_1}{a_2 n_i^2 + b_2 n_i + c_2 - a_1 n_i^2 - b_1 n_i - c_1};$$

$$k_k = \frac{a_2 n_i^2 + b_2 n_i + c_2}{a_2 n_i^2 + b_2 n_i + c_2 - a_1 n_i^2 - b_1 n_i - c_1};$$

$$e_k = \frac{a_2 n_i^2 + b_2 n_i + c_2 - a_1 n_i^2 - b_1 n_i - c_1}{a_2 n_i^2 + b_2 n_i + c_2} 100 \%;$$

для режима $n_{\text{в}} - n_{\text{в}}$:

$$m_p = \frac{a_3 n_i + b_3}{a_4 n_i + b_4 - a_3 n_i - b_3};$$

$$k_p = \frac{a_4 n_i + b_4}{a_4 n_i + b_4 - a_3 n_i - b_3};$$

$$e_p = \frac{a_4 n_i + b_4 - a_3 n_i - b_3}{a_4 n_i + b_4} 100 \%.$$

Возможен и второй вариант применения метода пропуска подач топлива: от номинальных оборотов $n_{\text{в}}$ до полного выключения подачи $n_{\text{в}}$ (пропуск подач производится только на регуляторных ветвях). В этом случае величины цикловых подач от пуска до номинального режима необходимо обеспечивать также применяемыми на сегодняшний день способами (изменением рейки (дозатора) насоса), а в зоне пропуска подач величина реализуемой цикловой подачи будет равна $g_{\text{ц.в}}$.

На основе представленной методики получения базовой характеристики были проведены расчетно-экспериментальные исследования характеристик топливного насоса дизельного двигателя 2Ч105Ч120. Для топливного насоса данного дизеля $n_{\text{м.к.}} = 600 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{в}} = 900 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{в}} = 1020 \text{ мин}^{-1}$.

Вначале были сняты скоростные и регуляторные характеристики при разных положениях рейки топливного насоса. Далее на участке $600 < n \leq 900$ экспериментальные характеристики $g_{\text{ц.с.}} = f_1(n)$ и $g_{\text{ц.к.}} = f_2(n)$ были аппроксимированы в среде Microsoft Excel в следующих видах:

$$g_{\text{ц.с.}} = -0,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_i^2 + 0,1289 \cdot n_i + 17,$$

$$g_{\text{ц.к.}} = -0,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_i^2 + 0,0737 \cdot n_i + 50,771.$$

Подставляя их в формулы (1)–(3) получаем:

$$m_k = \frac{-0,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_i^2 + 0,0737 \cdot n_i + 50,771}{0,0552 \cdot n_i - 33,771};$$

$$k_k = \frac{-0,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_i^2 + 0,1289 \cdot n_i + 17}{0,0552 \cdot n_i - 33,771};$$

$$e_k = \frac{0,0552 \cdot n_i - 33,771}{-0,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_i^2 + 0,1289 \cdot n_i + 17} 100 \text{ \%}.$$

Для участка $900 < n \leq 1020$ (линеаризуя функции $g_{u,c} = f_3(n)$ и $g_{u,p} = f_4(n)$) уравнения выглядят:

$$g_{u,c} = 0,004 \cdot n_i + 72,42;$$

$$g_{u,p} = -0,5 \cdot n_i + 510.$$

Подставив в формулы (1)–(3) получаем:

$$m_p = \frac{-0,5 \cdot n_i + 510}{0,504 \cdot n_i - 437,58};$$

$$k_p = \frac{0,004 \cdot n_i + 72,42}{0,504 \cdot n_i - 437,58};$$

$$e_p = \frac{0,504 \cdot n_i - 437,58}{0,004 \cdot n_i + 72,42} 100 \text{ \%}.$$

Используя эти выражения, была получена базовая характеристика управления топливоподачей дизеля 2Ч105Ч120, оснащенного системой пропуска подач топлива. Базовая характеристика представляет собой матрицу данных, которая частично представлена в таблице (для случая внешней регуляторной характеристики).

Как видно из таблицы, значения k не всегда являются целыми числами. Поэтому пред-

варительно следует округлить его значения до целых и уже их использовать для введения в запоминающее устройство регулятора. Эта характеристика была записана в запоминающее устройство микроконтроллера блока управления топливным насосом.

С целью проверки правильности предлагаемого способа получения базовой характеристики на стенде для испытания и регулировки топливных насосов высокого давления КИ-22210-УХЛ4 были проведены исследования экспериментального насоса (рис. 2).

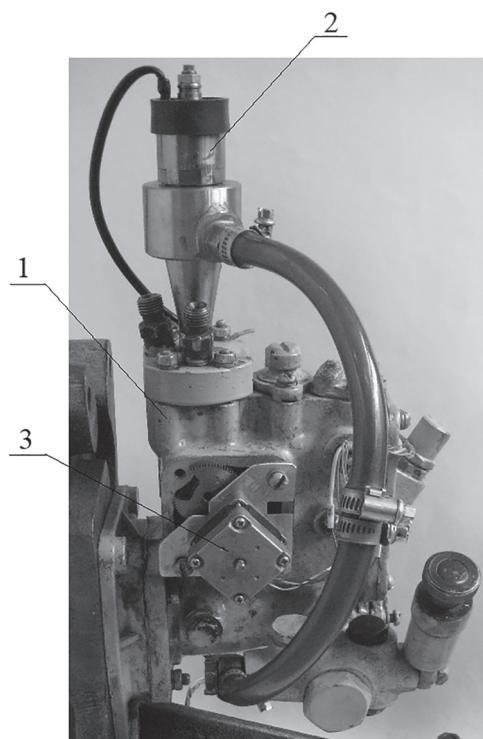


Рис. 2. Экспериментальный насос:
1 – насос высокого давления НД-21/2;
2 – электромагнитный клапан, реализующий пропуск подачи топлива; 3 – шаговый электродвигатель

Таблица
Базовая характеристика

n , мин ⁻¹	$g_{u,c}$, мм ³ /цикл	$g_{u,p}$, мм ³ /цикл	k	e
600	69,1	69,8	–	–
610	69,6	69,7	94,8	0,1
620	70,0	69,6	84,3	0,6
630	70,4	69,4	70,1	1,4
640	70,8	69,3	45,5	2,2
650	71,2	69,1	33,8	3,0
...
1000	76,4	10,0	1,2	86,9
1010	76,5	5,0	1,1	93,5
1020	76,5	0,0	1,0	100,0

Экспериментальный насос был собран на базе распределительного насоса НД-21/2. В насос были вмонтированы электромагнитный клапан 2 (для реализации пропуска подач топлива) и шаговый электродвигатель 3 (для изменения положения дозатора плунжерной пары).

Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 3.

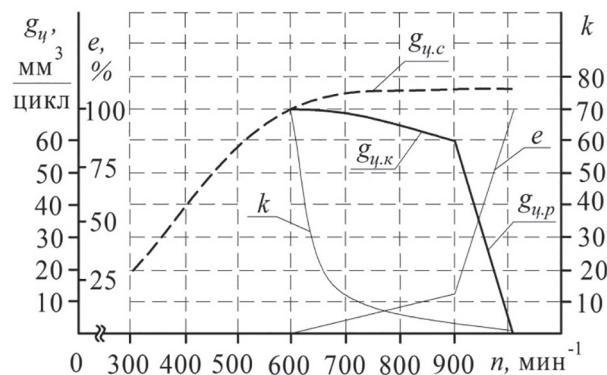


Рис. 3. Результаты экспериментальных исследований характеристик топливного насоса дизеля 2Ч105Ч120

Как видно из представленных данных, все экспериментальные точки попали на расчетные. Блок управления четко обеспечивает выключение рассчитанной пропускаемой подачи.

Выводы

Регулирование режимов работы тракторного дизеля пропуском отдельных подач топлива позволяет получить дополнительную экономию топлива по сравнению с классическим отключением цилиндров. Для реализации такого метода регулирования топливная система должна позволять производить единичные пропуски впрысков топлива с разной периодичностью и в любых цилиндрах, что возможно реализовать только в топливных системах с электронным управлением. В электронный блок должна быть заложена базовая характеристика управления пропуском подач топлива, которая может быть получена с использованием скоростных и регуляторных характеристик топливного насоса дизеля.

Результаты экспериментальных исследований характеристик топливного насоса дизельного двигателя 2Ч105Ч120 показали, что приведенная методика вполне пригодна для разработки базовых характеристик для дизелей с регулированием режимов работы пропуском подач топлива.

Литература

- Баширов Р.М. Скоростные характеристики топливоподающих систем тракторных двигателей. Ульяновск, 1976. 90 с.
- Баширов Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета: учебник. Уфа: Башкирский ГАУ, 2017. 336 с.
- Баширов Р.М., Габдрахимов Ф.З., Инсафуддинов С.З. Последовательное отключение цилиндров как метод повышения эффективности работы тракторного дизеля // Достижения аграрной науки – производству: сборник. Уфа: Башкирский ГАУ, 2004. С. 20–23.
- Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург – Пушкин, 2007. 129 с.
- Потапов В.И., Гайсин Э.М., Галиуллин Р.Р., Рожков А.С. Регулирование режимов работы тракторных дизелей пропуском подач топлива // Тракторы и сельхозмашини. 2019. № 2. С. 61–66.

References

- Bashirov R.M. Skorostnye harakteristiki toplivopodayushchih sistem traktornyh dvigatelej [Speed characteristics of fuel supply systems of tractor engines]. Ul'yanovsk, 1976. 90 p.
- Bashirov R.M. Avtotraktornye dvigateli: konstrukciya, osnovy teorii i rascheta [Autotractor engines: design, the basics of theory and calculation]: uchebnik. Ufa: Bashkirskij GAU Publ., 2017. 336 p.
- Bashirov R.M., Gabdrafikov F.Z., Insafuddinov S.Z. Sequential shutdown of cylinders as a method of increasing the efficiency of tractor diesel. Dostizheniya agrarnoj nauki – proizvodstvu: sbornik [Achievements of agricultural science for production: digest]. Ufa: Bashkirskij GAU Publ., 2004, pp. 20–23 (in Russ.).
- Gajsin E.M. Povyshenie toplivnoj ekonomichnosti traktornyh dizelej regulirovaniem rezhimov ih raboty propuskom podachi topliva: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the fuel economy of tractor diesels by regulating their operation modes by skipping fuel supply: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Sankt-Peterburg-Pushkin, 2007. 129 p.
- Potapov V.I., Gajsin E.M., Galiullin R.R., Rozhkov A.S. Regulation of tractor diesel engine operation by skipping fuel supply. Traktory i sel'hozmaschiny. 2019. No 2, pp. 61–66 (in Russ.).

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПЫЛИТЕЛЯ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ И ФЕРТИГАЦИИ

MODELING A PNEUMOHYDRAULIC SPRAYER FOR IRRIGATION AND FERTIGATION

В.П. ГОРОБЕЙ¹, д.т.н.

В.Ю. МОСКАЛЕВИЧ², к.т.н.

¹ Всероссийский национальный научно-исследовательский институт виноградарства и виноделия «Магарач» РАН, Ялта, Республика Крым, Россия, magarach@rambler.ru

² Академия биоресурсов и природопользования ФГАОУ ВО «КФУ имени В.И. Вернадского», п. Аграрное, Республика Крым, Россия, kaf-meh@rambler.ru

V.P. GOROBEJ¹, DSc in Engineering

V.YU. MOSKALEVICH², PhD in Engineering

¹ Federal State Budgetary Institution of Science «All-Russian National Scientific Research Institute of Vinegrowing and Wine-making "Magarach"» RAS, the Republic of Crimea, Yalta, Russia, magarach@rambler.ru

² Academy of Bioresources and Nature Management of V.I. Vernadsky Crimean Federal University, the Republic of Crimea, Agrarnoe, Russia, kaf-meh@rambler.ru

С целью повышения надежности и эффективности распылителей жидкости для орошения и fertигации сельскохозяйственных культур произведено моделирование конструкционных и геометрических параметров распылителей дождевателя. Проанализирован наиболее распространенный способ полива – дождевание. Показана необходимость модернизации конструкций распыливающих насадок для улучшения качества искусственного дождя. Разработаны: принципиально новая схема распыливающего устройства – дождевателя – и математическая модель для теоретико-технологического обоснования основных его параметров: диаметров сопел водоводного и воздуховодного штуцеров, диаметра и длины камеры смешения, а также необходимых давлений воды и воздуха. Приведено обоснование конструктивных решений пневмогидравлического распылителя. Разрушение сплошности потока жидкости в распылителе рассмотрено с учетом параметра ее прочности при взаимодействии гетерогенных фаз воды и воздуха. При этом подача воздуха для распыления жидкости может осуществляться как принудительно, так и эжекцией. Моделирование процесса работы пневмогидравлического распылителя выполнено в табличном процессоре (Excel или WPS) с использованием математических выражений обоснования основных конструктивно-технологических параметров устройства. Получены графические зависимости для оптимизации технологических параметров и конструктивных решений с целью разработки, изготовления макетного образца пневмогидравлического дождевателя и его экспериментальной апробации. Использование нового устройства обеспечит получение капель искусственного дождя различной крупности при орошении и fertигации сельскохозяйственных культур, что будет способствовать успешному решению обсуждаемых проблем АПК.

Ключевые слова: орошение, пневмогидравлический дождеватель, камера смешения, математическая модель, расчет, конструкция, параметры, эжекция, распыление.

The aim of the research was to increase the efficiency of use and the ability to control liquid spraying when creating artificial rain in medium to reduce energy consumption, to increase the reliability of the device for irrigation of crops, which combines additional processing of plants with various technologies for growing them by creating the necessary conditions for the formation of a water-air stream due to substantiation of the structural and geometric design parameters of sprayer. The most common irrigation method called the sprinkling is analyzed. The need to increase the economic efficiency of spray nozzle designs to improve the quality of artificial rain is shown. A fundamentally new scheme of the spraying device for innovative irrigation technologies and a mathematical model for the theoretical and technological substantiation of its main parameters: the diameters of the nozzles of the water and air nozzles, the diameter and length of the mixing chamber, as well as the necessary water and air pressures, are developed. The rationale for the design decisions of the pneumohydraulic sprayer is given. The destruction of the continuity of the liquid in the atomizer is considered taking into account the parameter of its strength during the interaction of heterogeneous phases of water and air. In this case, the air supply for spraying the liquid can be carried out either by force or by ejection. The algorithm for calculating the parameters of the spraying device is executed and works in a spreadsheet (EXCEL or WPS) using the mathematical expressions justified for the main structural and technological parameters of the device. The initial data are the pressure of water p_1 and air p_2 at the inlet of the sprayer, the required water flow rate G_1 and the ejection coefficient u . The calculations take into account the flow coefficients of water and air μ , the gas constant R and the air temperature T . The calculation results are displayed in EXCEL tables. Based on the results of mathematical modeling of the operation of the pneumohydraulic sprayer there were obtained the graphical dependencies to optimize its technological parameters and design solutions for the development, manufacture of a pneumohydraulic sprayer prototype and its experimental testing to obtain droplets of artificial rain of various sizes during irrigation and fertigation of crops, which will contribute to a successful solution of discussed agroindustrial complex problems.

Keywords: irrigation, pneumohydraulic sprayer, mixing chamber, mathematical model, calculation, design, parameters, ejection, spraying.

Введение

Многолетний опыт использования дождевого полива подтвердил его высокую эффективность. В процессе развития дождевого орошения совершенствовались и продолжают совершенствоваться обеспечивающие его средства и технологии, при этом подтверждается его очевидная перспективность. Подача минеральных компонентов в поливную воду осуществляется с требуемой частотой и дозировкой. Фертигация получила широкое распространение в связи с переходом на более эффективные способы поддержания почвенного режима питания и рационального использования удобрений. Качество фертигации зависит от эффективности смешения удобрения с оросительной водой для нужд растений.

С целью усовершенствования устройств создания искусственного дождя для инновационных технологий были предложены «пневмогидравлические установки», основной отличительной особенностью которых является подведение в водопроводящий пояс дождевальной машины сжатого воздуха по воздухопроводу от компрессора. Воздуховод заканчивается соплом, из которого под определенным давлением выходит сжатый воздух. В результате образования вокруг сопла области пониженного давления выходящий сжатый воздух смешивается с окружающей средой, образуя водовоздушную смесь. Для создания необходимых условий образования водовоздушной струи сопло в устройстве перенесено внутрь объема воды, ограниченного стенкой водопроводящего пояса с выходным отверстием напротив сопла. При этом функцию дефлектора выполняет окружающая среда – воздух – по принципу струйных аппаратов [1, 2]. Для работы по описанному принципу ранее нами также было разработано техническое решение для получения водовоздушной смеси [3].

Повышение эффективности использования и надежности пневмогидравлических устройств создания дождя, качества искусственного дождя, возможности регулирования равномерности распределения капель в пространстве и снижение энергозатрат является актуальной задачей. Изучение условий пневмогидравлического орошения, обоснование конструктивных и геометрических параметров устройств получения искусственного дождя регулируемой дисперсности позволит повысить эффективность полива сельскохо-

зяйственных культур, обеспечит совмещение подкормки и химзащиты растений при искусственном дождевании для различных технологий их выращивания.

Цель исследований

Моделирование конструкционных и геометрических параметров конструкции распылителей дождевателя для орошения и фертигации сельскохозяйственных культур.

Анализ исследований и публикаций

Согласно теоретическим представлениям, жидкости могут выдерживать большие растягивающие напряжения, достигающие 100...1000 МПа [4–6]. Но, как показывают эксперименты [7–9], в реальных жидкостях эти величины значительно меньше, что объясняется наличием в них гетерогенных очагов (границ, твердых включений, газовых пузырьков и др.), на которых инициируется рост пор, являющийся механизмом разрушения жидкостей. Разрушение метастабильного состояния жидкости происходит в результате роста пор, существующих в жидкости и порождаемых тепловыми флуктуационными процессами [10]. При этом из всех содержащихся в жидкости примесей существенное влияние на ее прочность могут оказать только пузырьки, находящиеся в объеме жидкости или в мелких трещинах нерастворимых частиц [9]. Газовый пузырек – слабое место в структуре жидкости, определяющее ее прочность [11, 12]. Согласно теории прочности жидкости Я.Б. Зельдовича, разрушение жидкости наступает вследствие развития газовых пузырьков. Увеличиваясь, пузырьки как бы расчленяют жидкость. При этом, чем больше размеры газовых пузырьков, тем сильнее они уменьшают прочность жидкости [4].

Другим механизмом разрывов сплошности жидкости является кавитация, которая возникает при резком снижении давления в потоке движущейся жидкости [13]. Пузырьки воздуха, распределяясь в воде, вызывают значительное увеличения поверхностной энергии, т.е. «разрывают» воду и приводят к снижению ее эффективной прочности. Кроме того, пузырьки воздуха сжимаются до давления воды в распылителе, и воздух частично растворяется. При истечении из распылителя давление водовоздушной смеси почти мгновенно сравнивается с давлением окружающей среды, и пузырьки

резко расширяются (взрываются). Растворенный в воде воздух начинает десорбироваться и водовоздушная смесь как бы вскипает. Весь этот комплекс явлений приводит к повышению эффективности дробления вытекающей из распылителя воды.

Таким образом, предварительное газонасыщение распыливаемой воды приводит к увеличению КПД распыливания и существенному снижению расхода воздуха и энергии по сравнению с расходом при пневматическом распыливании [14]. Перспективным, с точки зрения расширения диапазона регулирования размеров капель воды, разбрызгиваемых дождевателями, является использование в их конструкции аэраторов с эффектом эжекции. Такие устройства при простоте конструкции позволяют получать водовоздушную смесь, легко распадающуюся на капли при выходе из сопла дождевателя в воздух, без дополнительных затрат механической энергии [15].

Материалы и методы

Анализ конструкций дождевальных машин, технологического оборудования и насадок для получения искусственного дождя. Математическое моделирование рабочего процесса для обоснования геометрических и технологических параметров пневмогидравлического устройства создания искусственного дождя с целью повышения эффективности использования и надежности устройства, качества искусственного дождя, создания возможности регулирования равномерности распределения капель дождя в пространстве и снижения энергозатрат.

Результаты и обсуждение

Основываясь на вышеприведенных теоретических предпосылках, предлагается обоснование конструктивно-технологической схемы (рис. 1) и параметров распыливающего жидкую фазу устройства дождевателя, отличительной особенностью которого является эжекция воздушной фазы [16].

Для наиболее эффективного распыливания воды дождевателем его конструкция должна обеспечивать насыщение воды воздухом и значительный перепад давления на выходе водовоздушной смеси из сопла форсунки. Насыщение воды воздухом может осуществляться как принудительным его вводом под давлением в камеру смешивания, так и за счет его

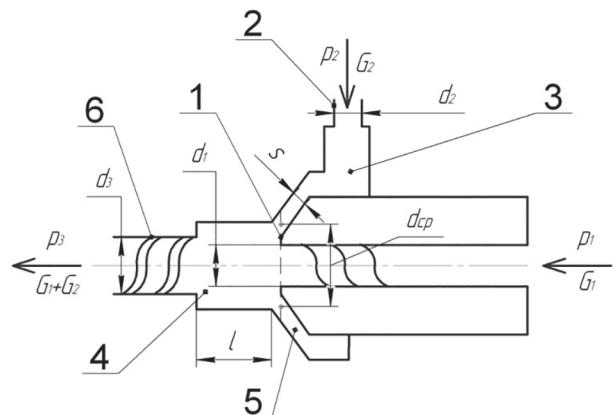


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема распыливающего устройства пневмогидравлического дождевателя

эжекции. В последнем случае струя воды создает разряжение в камере смешения, и воздух всасывается из атмосферы.

Площадь поперечного сечения f_1 сопла водяного штуцера 1 найдем из уравнения для расхода воды G_1 через сопло [17]:

$$f_1 = \frac{G_1}{\mu \sqrt{2 p_1}}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода, значение которого всегда меньше 1; p_1 – давление воды, Па.

Если отверстие сопла водяного штуцера круглого сечения диаметром d_1 , то:

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}. \quad (2)$$

Из выражения (2) с учетом (1) получим:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 G_1}{\pi \mu \sqrt{2 p_1}}}. \quad (3)$$

Массовый расход воздуха, поступающего из атмосферы через воздушную камеру 3 в камеру смешения 4 аэратора, определяется по формуле [18]:

$$G_2 = \mu f_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_2} \left(Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент расхода, значение которого всегда меньше 1; f_2 – площадь поперечного сечения воздушного штуцера 2; k – показатель адиабаты (обычно принимается $k = 1,4$); R – газовая постоянная в $(\text{Н}\cdot\text{м})/(\text{кг}\cdot\text{град})$; T – абсолютная температура воздуха в К; Y – отношение давлений p/p_2 ; p – давление в воздушной камере дождевателя, Па.

Коэффициент μ определяется обычно из эксперимента или по справочным данным и учитывает факторы, которые не были учтены при выводе формулы (4). Показатель адиабаты k принимается равным 1,4. Для этого значения k имеются таблицы функции:

$$\varphi(Y) = \sqrt{\frac{2}{Y^k} - Y^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (5)$$

которая называется функцией расхода.

Функция расхода φ при критическом отношении давлений Y^* по формуле (5) при $k = 1,4$ имеет значение $\varphi(Y^*) = 0,2588$ [18].

Критический расход G^* находим по формуле (4) при $k = 1,4$ и $\varphi(Y^*) = 0,2588$:

$$G^* = \mu f_2 p_2 \sqrt{\frac{0,469}{RT_2}}. \quad (6)$$

Зависимость (4) для определения расхода воздуха справедлива только в интервале значений Y от 1 до того значения Y^* , при котором расход G_2 становится максимальным. Это значение $Y = Y^*$ называется критическим. Если принять $k = 1,4$, то $Y^* = 0,528$.

Для того чтобы можно было регулировать степень насыщения воды воздухом в аэраторе, массовый расход воздуха, поступающего из атмосферы в камеру смешения 4 аэратора, должен зависеть от отношения давлений Y . В соответствии с работой Н.И. Левицкого [18], такой режим работы возможен в интервале изменения Y от 0,528 до 1. Максимальный расход воздуха $G_2 = G^*$.

Из уравнения (6), с учетом $G_2 = G^*$, выразим величину сечения колышевого зазора 5 на входе в камеру смешения 4 дождевателя:

$$f_2 = \frac{G_2}{\mu p_2} \sqrt{\frac{RT_2}{0,469}}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) найдем средний диаметр колышевого зазора:

$$d_{cp} = \frac{f_2}{\pi s}. \quad (8)$$

где s – ширина колышевого зазора.

Чтобы вода из камеры смешения 4 дождевателя не попадала в воздушную камеру 3 дождевателя, необходимо, чтобы расход воздуха, засасываемого через колышевой зазор 5 в камеру смешения 4 аэратора, компенсировался расходом воздуха, поступающим из атмосферы в воздушную камеру 3 дождевателя. Это обеспечивается равенством сечений кол-

цевого зазора 5 на входе в камеру смешения дождевателя и отверстия воздушного штуцера 2 на входе в воздушную камеру дождевателя. Тогда диаметр отверстия воздушного штуцера 2 определится по формуле:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}. \quad (9)$$

По результатам расчетов с использованием выражений (7)–(9) построены графики зависимостей среднего диаметра f_c колышевого зазора и диаметра d_2 отверстия воздушного штуцера от расхода воды G_1 с учетом расходов эжектируемого воздуха при нормальных атмосферных условиях для значений коэффициента эжекции 0,5; 0,7 и 0,9.

Согласно современным теоретическим представлениям о работе водовоздушных эжекторов [14], справедлива следующая зависимость, выражающее объемное соотношение подаваемой воды и эжектируемого воздуха:

$$u = K \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_2}}, \quad (10)$$

где K – постоянная, зависящая от конструкции и режима работы эжектора; $(p_1 - p_2)$ – перепад давлений на срезе сопла 1; $(p_3 - p_2)$ – перепад давлений, создаваемый эжектором.

Площадь сечения f_{cm} камеры смешения 4 определим из соотношения:

$$\frac{f_{cm}}{f_1} = K \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_2}, \quad (11)$$

отсюда, в случае цилиндрической формы камеры смешения 4, ее диаметр:

$$d_{cm} = K d_1 \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_2}}. \quad (12)$$

Диаметр выходного сопла определим по выражению:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4G_1(1+u)}{\pi \mu \sqrt{2} p_3}}. \quad (13)$$

Длина l камеры смешения 4 должна быть достаточной для завершения смешения. По результатам исследований [19], оптимальная длина камеры смешения находится из соотношения:

$$\left(\frac{l}{d_1}\right)_{opt} = 15 \left(\frac{f_3}{f_1} - 1\right).$$

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	давление воды p_1 , Па	коэф. расхода μ	расход воды G_1 , л/с	диаметр сопла вод. штуцера d_1	мм	давление воздуха p_2 , Па	давление на выходе p_3 , Па	
3	250000	0,9	0,001	1,414821	1,35178	1,300677	101325	101800
4	300000		0,002	2,000859	1,911706	1,839435		
5	350000		0,003	2,450541	2,341352	2,252838		
6			0,004	2,829641	2,703561	2,601354		
7			0,005	3,163635	3,022673	2,908402		
8			0,006	3,455589	3,311172	3,155995		
9			0,007	3,743264	3,576474	3,441267		
10			0,008	4,001717	3,823412	3,67887		
11			0,009	4,244462	4,055341	3,902031		
12			0,01	4,474056	4,274705	4,113101		

	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	Q
1	диаметр камеры смешения			диаметр выходного сопла		длина камеры смешения				
2	d _{cm}	мм		d ₃	мм	l	мм			
3	25,03073	23,91543	23,011	2,441329	2,309266	2,169178	15,39762	14,36228	13,02751	02751
4	35,3988	33,82153	32,543	2,963661	2,743817	2,50475	14,44203	12,48166	9,979735	79735
5	43,3545	41,42275	39,857	3,406829	3,118389	2,800395	14,34431	11,65556	8,213367	13367
6	50,06147	47,83087	46,023	3,798642	3,45256	3,06768	14,53501	11,235	6,9949	5,9949
7	55,97042	53,47654	51,455	4,153659	3,757126	3,313473	14,85035	11,0168	6,076074	76074
8	61,31253	58,58061	56,366	4,480634	4,038789	3,542252	15,22568	10,91425	5,343863	43863
9	66,2251	63,27429	60,882	4,785319	4,30205	3,757126	15,63083	10,88364	4,737874	37874
10	70,79761	67,64306	65,086	5,071733	4,550105	3,980358	16,05024	10,9004	4,222329	22329
11	75,0922	71,7463	69,034	5,342815	4,785319	4,153659	16,4753	10,94967	3,774424	74424
12	79,15413	75,62724	72,768	5,600792	5,009501	4,338355	16,90105	11,02195	3,378807	78807

Рис. 2. Фрагмент таблицы Excel с результатами расчета параметров распылителя

Отсюда при круглой форме отверстий водяного штуцера и выходного сопла б аэратора:

$$l = 15d_1 \left(\frac{d_3}{d_1} - 1 \right). \quad (14)$$

Алгоритм расчета параметров распыливающего устройства дождевателя выполнен и работает в табличном процессоре (Excel или WPS) с использованием выражений (3), (7)–(9), (13)–(15). Исходными данными являются давление воды p_1 и воздуха p_2 на входе дождевателя, необходимый расход воды G_1 и коэффициент эжекции μ . В расчетах учитываются коэффициенты расхода μ воды и воздуха, газовая постоянная R и температура воз-

духа T . Результаты расчетов выдаются в виде таблиц Excel (рис. 2).

По результатам расчетов построены графики зависимостей среднего диаметра d_c кольцевого зазора, диаметра выходного сопла d_3 распылителя, диаметра d_{cm} и длины l камеры смешения от расхода воды G_1 для значений давления воды p_1 ($p_1 = 0,25; 0,30; 0,35$ МПа), используемых в современной оросительной технике с учетом расходов эжектируемого воздуха при нормальных атмосферных условиях для значений коэффициента эжекции: 0,5; 0,7 и 0,9 (рис. 3–7).

Из представленных на рис. 3–7 графиков видно, что для эффективного распыливания воды при поливе необходимо оснащать дождеватели распыливающими устройствами с диаметрами выходного сопла $d_3 = (2,5..5,5)$ мм и камеры смешения $d_{cm} = (5..15)$ мм. При этом конструкция распыливающих устройств дождевателя должна обеспечивать возможность регулировки среднего диаметра f_c кольцевого зазора в пределах от 5 до 12 мм и длины l камеры смешения – от 11 до 17 мм.

Для лучшего смешения воды с воздухом в камере смешения дождевателя предлагается использовать принцип закручивания потока воды без разрыва его сплошности. При этом учитываются результаты гидродинамических исследований по определению геометрических

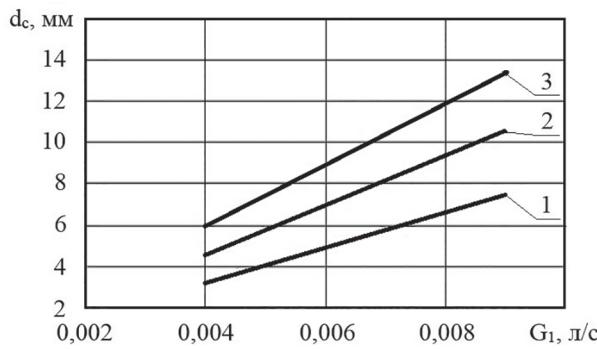


Рис. 3. Зависимость среднего диаметра d_c кольцевого зазора от расхода воды G_1 при коэффициентах эжекции:
1 – $u = 0,5$; 2 – $u = 0,7$; 3 – $u = 0,9$

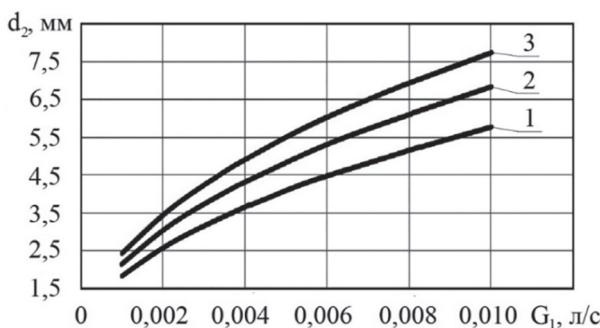


Рис. 4. Зависимость диаметра d_2 воздушного штуцера от расхода воды G_1 при коэффициентах эжекции:
1 – $u = 0,5$; 2 – $u = 0,7$; 3 – $u = 0,9$

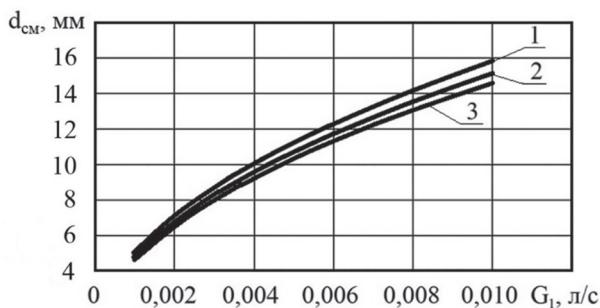


Рис. 5. Зависимость диаметра d_{cm} камеры смешения от расхода воды G_1 при давлениях воды, МПа:
1 – $p_1 = 0,25$; 2 – $p_1 = 0,30$; 3 – $p_1 = 0,35$

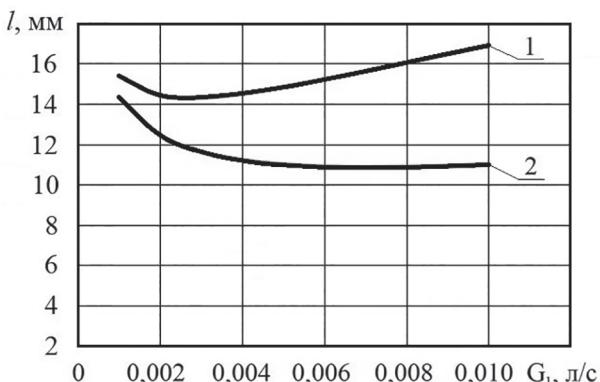


Рис. 6. Зависимость длины камеры смешения l от расхода воды G_1 при давлениях воды, МПа:
1 – $p_1 = 0,25$; 2 – $p_1 = 0,30$

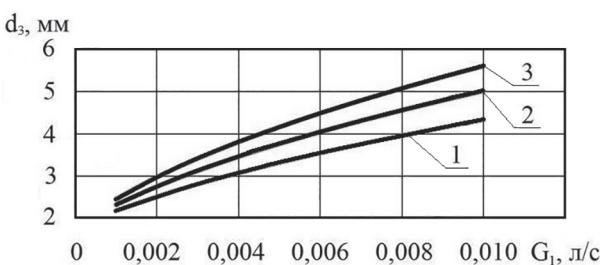


Рис. 7. Зависимость диаметра выходного сопла d_3 от расхода воды G_1 при давлениях воды, МПа:
1 – $p_1 = 0,25$; 2 – $p_1 = 0,30$; 3 – $p_1 = 0,35$

характеристик и угла установки лопаток завихрителя на величину циркуляционных зон, получаемых из соотношений осевой и тангенциальной составляющих скоростей потока. Эти составляющие, в свою очередь, зависят от степени крутки потока, создаваемой завихрителем, которая определяется углом установки его лопаток [20] и, исходя из анализа опытных данных шнековых завихрителей, – наличием поперечной и спиральной накатками, а также проволочным спиральным и ленточным завихрителями [21]. Для этого выходное сопло дождевателя предлагается снабдить на внутренней поверхности выступом в форме двухзходной винтовой спирали с углом подъема 30° , противоположном направлению закручивания потока воды в камере смешения с воздухом.

Анализ разработанных конструкций спирального завихрителя потока и результаты теоретических исследований позволяют сделать вывод, что их использование незначительно увеличивает гидравлическое сопротивление [22].

Использование воздушной фазы и конструктивно-технологических особенностей устройства для распыления жидкости обеспечивает возможность получения мелкодисперсного дождевания для полива сельскохозяйственных культур, оперативного планирования внесения доз минеральных удобрений, борьбы с болезнями и вредителями растений. При этом оптимальная влажность почвы может быть значительно ниже, чем без применения мелкодисперсного дождевания [23].

Заключение

Создание современных малоэнергоемких технологий и новых технических средств необходимо для орошения в зонах недостаточного естественного увлажнения, восстановления и эксплуатации мелиоративных систем. Одно из направлений совершенствования полива сельскохозяйственных культур дождеванием – это подача воды – при взаимодействии ее с воздухом на поверхность орошаемого участка, в приземный слой воздуха и растения в виде капель искусственного дождя, создаваемого специальными устройствами-дождевателями.

В статье приведено теоретико-технологическое обоснование конструктивных решений пневмогидравлического распылителя. Разрушение сплошности жидкости рассмотрено с учетом параметра ее прочности при взаимо-

действии гетерогенных фаз воды и воздуха. При этом подача воздуха для распыления жидкости может осуществляться как принудительно, так и эжекцией. Предложена математическая модель работы пневмогидравлического распылителя дождевателя, получены графические зависимости оптимизации технологических параметров и конструктивных решений для разработки макетного образца пневмогидравлического дождевателя и его экспериментальной апробации с целью получения капель искусственного дождя различной крупности при орошении и fertигации сельскохозяйственных культур, что будет способствовать успешному решению обсуждаемых проблем АПК.

Литература

1. Калашников А.А., Жарков В.А., Джумабеков А.А. и др. Дождевальный аппарат: инновационный патент Республики Казахстан № 26143 // Промышленная собственность. Официальный бюллетень. Изобретения. Полезные модели. 2012. № 19.
2. Губская У.А. Инновационные технологии устройств создания искусственного дождя // Совместные воды-совместные действия: мат. научно-практического семинара. Симферополь: Крымский научный центр НАНГ Украины и МОН Украины. 2009. С. 31.
3. Горобей В.П. Устройство для аэрации пульпы при флотации: а.с. № 1748878. СССР. Опубликовано 23.07.92, Бюл. № 27.
4. Зельдович Я.Б. К теории образования новой фазы. Кавитация // Журн. эксперим. и теорет. физики. 1942. Т. 12. Вып. 11/12. С. 525–538.
5. Fisher J.C. The fracture of liquids // J. Appl. Phys. 1948. V. 19. Pp. 1062–1067.
6. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей. М.; Л.: Гостехтеориздат, 1951. 107 с.
7. Флинн Г. Физика акустической кавитации в жидкости // Физическая акустика / под ред. У. Мэзона. Методы и приборы ультразвуковых исследований. М.: Мир, 1967. Т. 1. С. 7–138.
8. Рой Н.А. Возникновение и протекание ультразвуковой кавитации. Обзор // Акуст. журн. 1957. Т. 3. № 1. С. 3–21.
9. Сиротюк М.Г. Экспериментальные исследования ультразвуковой кавитации // Физика и техника мощного ультразвука. Мощные ультразвуковые поля / под ред. Л.Д. Розенберга. М.: Наука, 1968. С. 167–220.
10. Богач А.А., Уткин А.В. Прочность воды при импульсном растяжении // Прикладная меха-
- ника и техническая физика. 2000. Т. 41. № 4. С. 198–205.
11. Рубинштейн Ю.Б., Горобей В.П., Шадрин Г.Н., Таримов О.Е. Оценка прочностных свойств пен при флотации угля // Кокс и химия. 1993. № 2. С. 9–12.
12. Рубинштейн Ю.Б., Горобей В.П., Шадрин Г.Н., Таримов О.Е. Влияние прочностных свойств пен на оптимизацию реагентного режима флотации угля // Кокс и химия. 1993. № 3. С. 10–12.
13. Кавитация. URL: <http://booksite.ru>fulltext/1/001/008/057>.
14. Пажи Д.Г., Галустов В.С. Основы техники распыливания жидкостей. М.: Химия. 1984. 254 с.
15. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
16. Горобей В.П. Пневмогидравлический дождеватель: уведомление о положительном результате формальной экспертизы заявки на изобретение. Российская Федерация, заявка № 2019107468,05(014519), реш. 17.04.19.
17. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т. 2. / под ред. инж. А.В. Красниченко. М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. 862 с.
18. Левицкий Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1990. 592 с.
19. Каннингэм П.Г., Допкин Р.Ж. Длина участка разрушения струи и смешивающей горловины жидкоструйного насоса для перекачки газа. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир, 1974. № 3. С. 128–141.
20. Исаев А.И., Майрович Ю.И., Сафарбаков А.М., Ходацкий С.А. Влияние геометрических характеристик завихрителя на вихревую структуру потока в импульсной камере сгорания // Труды МАИ. Выпуск № 88. URL: www.mai.ru/science/trudy/.
21. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов: учебно-справочное пособие. М.: «Теплотехник». 2011. 335 с.
22. Абезин В.Г., Семененко С.Я., Скрипкин Д.В., Беспалов А.Г. Разработка и обоснование конструкции дождевателя для мобильных дождевальных машин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса. 2015. № 1 (37). С. 1–5.
23. Скобельцын Ю.А., Гумбаров А.Д., Сенчуков Г.А. и др. Мелкодисперсное дождевание сельскохозяйственных культур: учебное пособие. Краснодар: КСХИ. 1990. 126 с.

References

1. Kalashnikov A. A., ZHarkov V. A., Dzhumabekov A. A. i dr. Dozhdeval'nyj apparat [Sprinkler device]. Inno-vacionnyj patent Respubliki Kazahstan No 26143 Promyshlennaya sobstvennost'. Oficial'nyj byulleten'. Izobreteniya. Poleznye modeli. 2012. No 19.
2. Gubskaya U.A. Innovative technologies for artificial rain devices. «Sovmestnye vodysovymestnye dejstviya». Mat. nauchno-prakticheskogo seminara [“Joint water means joint action”]. Materials of scientific and practical seminar]. Simferopol', Krymskij nauchnyj centr NANG Ukrayny i MON Ukrayny. 2009, pp. 31 (in Russ.).
3. Gorobej V.P. Ustrojstvo dlya aeracii pul'py pri flotaci [Aeration device for pulp during flotation]: a.s. No 1748878. SSSR. Opublikовано 23.07.92, Byul. No 27.
4. Zel'dovich YA.B. The theory of the formation of a new phase. Cavitation. ZHurn. eksperim. i teoret. fiziki. 1942. Vol. 12. Vyp. 11/12, pp. 525–538 (in Russ.).
5. Fisher J.C. The fracture of liquids // J. Appl. Phys. 1948. V. 19. Pp. 1062–1067 (in Russ.).
6. Kornfel'd M. Uprugost' i prochnost' zhidkostej [Resilience and durability of liquids]. Moscow; Lenigrad: Gostekhteorizdat Publ., 1951. 107 p.
7. Flinn G. Fizika akusticheskoy kavitacii v zhidkosti [Physics of acoustic cavitation in a liquid]. Fizicheskaya akustika. Pod red. U. Mezona. Vol. 1. Metody i pribory ul'trazvukovyh issledovanij. Moscow: Mir Publ., 1967, pp. 7–138 (in Russ.).
8. Roj N.A. The occurrence and progress of ultrasonic cavitation. Obzor. Akust. zhurn. 1957. Vol. 3. No 1, pp. 3–21.
9. Sirotuk M.G. Experimental studies of ultrasonic cavitation. Fizika i tekhnika moshchnogo ul'trazvuka. Moshchnye ul'trazvukovye polya. Pod red. L.D. Rozenberga. Moscow: Nauka Publ., 1968, pp. 167–220 (in Russ.).
10. Bogach A.A., Ut'kin A.V. The strength of water under pulsed tension. Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika. 2000. Vol. 41. No 4, pp. 198–205 (in Russ.).
11. Rubinshtejn YU.B., Gorobej V.P., SHadrin G.N., Tarimov O.E. Assessment of the strength properties of foams during coal flotation. Koks i himiya. 1993. No 2, pp. 9–12 (in Russ.).
12. Rubinshtejn YU.B., Gorobej V.P., SHadrin G.N., Tarimov O.E. The influence of the strength properties of foams on the optimization of the reagent regime of coal flotation. Koks i himiya. 1993, No 3, pp. 10–12 (in Russ.).
13. Kavitačiya [Elektronnyj resurs] URL: <http://book-site.ru>fulltext/1/001/008/057>
14. Pazhi D.G., Galustov V.S. Osnovy tekhniki rasplivaniya zhidkostej [Basics of spraying liquids technique]. Moscow: Himiya Publ.. 1984. 254 p.
15. Sokolov E.YA., Zinger N.M. Strujnye apparaty [Spraying devices]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
16. Gorobej V.P. Pnevmogidravlicheskiy dozhdevatel' [Pneumatic hydraulic sprinkler]: uvedomlenie o polozhitel'nom rezul'tate formal'noj ekspertizy zayavki na izobretenie. Rossijskaya Federaciya – zayavka No 2019107468,05(014519), resh. 17.04.19.
17. Spravochnik konstruktora sel'skohozyajstvennyh mashin [Reference for designer of agricultural machinery]. Pod red. inzh. A.V. Krasnichenko. Vol. 2. Moscow: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noj literatury, 1961. 862 p.
18. Levickij N.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: Nauka Publ., 1990. 592 p.
19. Kanningem P.G., Dopkin R.ZH. The length of the destruction section of the jet and mixing neck of the liquid pump for pumping gas. Teoreticheskie osnovy inzhenernyh raschytov. Moscow: Mir Publ., 1974. No 3, pp. 128–141 (in Russ.).
20. Isaev A.I., Majrovich YU.I., Safarbakov A.M., Hodackij S.A. The influence of the geometric characteristics of the swirl on the vortex structure of the flow in a pulsed combustion chamber. Trudy MAI. Vypusk No 88. [Elektronnyj resurs] URL: www.mai.ru/science/trudy/.
21. Laptev A.G., Nikolaev N.A., Basharov M.M. Metody intensifikacii i modelirovaniya teplomasoobmennyh processov [Methods of intensification and modeling of heat and mass transfer processes]. Uchebno-spravochnoe posobie. Moscow: «Teplotekhnika» Publ., 2011. 335 p.
22. Abezin V.G., Semenenko S.YA., Skripkin D.V., Bespalov A.G. Development and justification of the sprinkler design for mobile spraying machinery. Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa. 2015. No 1 (37), pp. 1–5 (in Russ.).
23. Skobel'cyn YU.A., Gumbarov A.D., Senchukov G.A. i dr. Melkodispersnoe dozhdevanie sel'skohozyajstvennyh kul'tur [Fine sprinkling of agricultural crops]. Uchebnoe posobie. Krasnodar, KSKHI Publ. 1990. 126 p.

ПРОГРАММИРОВАНИЕ ТРАЕКТОРИЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

PROGRAMMING THE TRAJECTORIES OF MACHINE-TRACTOR UNITS

А.Т. КАЛЮЖНЫЙ, к.т.н.

Ю.А. ГУСЬКОВ, д.т.н.

А.А. ДОЛГУШИН, к.т.н.

Новосибирский ГАУ, Новосибирск, Россия
atik102@mail.ru

А.Т. KALYUZHNYJ, PhD in Engineering

YU.A. GUS'KOV, DSc in Engineering

A.A. DOLGUSHIN, PhD in Engineering

Novosibirsk State Agrarian University, Novosibirsk, Russia,
atik102@mail.ru

Для автоматического вождения МТА возможные программы движения необходимо закладывать в систему автовождения на этапе проектирования, а перед началом работы конкретизировать настройками. Качество автоматического вождения определяется техническим уровнем системы автовождения, составной частью которой является система координат. Распространенное мнение о программировании траектории следом предыдущего прохода МТА является ошибочным – след является координатной линией, используемой для привязки требуемой траектории к местности. Возможны различные способы задания систем координат, из которых наиболее перспективным является задание стационарными линейными ориентирами в виде подземных токонесущих проводов. Такие системы обладают высокой четкостью, универсальностью, автономностью ориентиров, помехоустойчивостью, долговременной стабильностью. Для реализации всех достоинств систем координат, задаваемых подземными токонесущими проводами, место нахождения МТА следует определять двухточечным разностно-амплитудным методом по проекции вектора напряженности магнитного поля на поперечную ось трактора или одноточечным двухуровневым амплитудно-фазным методом. Высокую точность программирования обеспечивает выполнение токонесущих проводов коммутируемыми, питание смежных проводов встречными токами и создание навигационного магнитного поля токами трех смежных проводов, из которых рабочим является средний. Высокая четкость ориентиров и помехозащищенность алгоритмов позволяет определять не только траекторное рассогласование, но и направление продольной оси трактора и направление вектора скорости. Введение этих параметров в закон управления рулевым механизмом позволяет повысить устойчивость систем автовождения и точность управления траекториями рабочих органов технологических машинорудий.

Ключевые слова: програмирование траекторий, направляющая поверхность, магнитная индукция, автождение тракторных агрегатов, система координат.

The control of trajectories of self-propelled agricultural vehicles and machine and tractor units (MTU) is carried out according to certain programs stored in memory of the tractor driver or in the system of autonomous driving. In the tractor driver's memory, the programs are laid down at the stage of studying and mastering the specialty, and are specified when receiving a task to perform a specific job. A common opinion about programming a trajectory following a previous MTU passage is erroneous as the trace is the coordinate line used to bind the desired trajectory to the terrain. The quality of trajectory driving depends on the tractor's driver, his experience and qualification but not the system of coordinates. Similarly, for autonomous driving of MTU the possible driving programs must be put into the autonomous system at the design stage, and be specified with settings before work start. The quality of autonomous driving is defined by technological level of a system of autonomous driving, which integral part is the coordinate system. There are various ways to define system of coordinates. The most promising of them is to stationary reference points in the form of underground current-carrying wires. Such systems have the high definition, universality, autonomous waymarks, noise stability and long-term stability. To realize all the advantages of coordinates systems set by underground current-carrying wires it is necessary to determine the location of MTU by point-to-point differential and amplitude method by a projection of magneto-field vector to a cross axis of the tractor or a single-point two-level amplitude and phase method. High programming accuracy is achieved by means of current-carrying wires made by commutable ones, power supply of adjacent wires by counter currents and creation of navigation magnetic field by currents of three adjacent wires, where the middle wire is a contact line. The high definition of the guidelines and the noise immunity of the algorithms allow determining both the path mismatch and the direction of the longitudinal axis of the tractor and the direction of the velocity vector as well. Introduction of these parameters into the control law of steering mechanism allows increasing the stability of systems of autonomous driving and accuracy of trajectories control of working bodies of technological machine tools.

Keywords: programming of trajectories, directing surface, magnetic induction, auto driving of tractor units, system of coordinates.

Введение

Роботизация самоходных сельскохозяйственных машин и машинно-тракторных агрегатов (МТА), т.е. автоматизация на уровне, обеспечивающем выполнение полевых работ без непосредственного участия тракториста-машиниста, может существенно повысить эффективность растениеводства, ликвидировать тяжелый труд механизаторов на поле, оптимизировать технико-эксплуатационные параметры МТА с целью снижения машинной деградации почвы и повышения топливной экономичности. Но реализация этих возможностей станет доступной при условии автоматизации всех функций, выполняемых трактористом на поле, из которых наиболее сложной является автоматизация управления траекторией движения МТА на гоне и поворотной полосе.

Управление пространственно-временной траекторией технических и биологических объектов изучает навигация – наука о методах и средствах определения параметров движения и управления движением. Параметрами движения являются координаты требуемого и фактического места нахождения объекта, его пространственная ориентация, направление и величина линейной скорости перемещения, угловые скорости и ускорения, время движения, пройденный путь. В зависимости от вида объекта и условий движения, требуется измерение разных параметров, но обязательными являются координаты требуемого и фактического места нахождения, необходимые для формирования сигнала траекторного рассогласования и управления вектором скорости объекта управления.

Навигация решает вопросы управления движением конкретных объектов в конкретных условиях. Технические решения, оптимальные для одних объектов или условий движения, могут быть непригодными для других. В растениеводстве нужны решения, обеспечивающие программирование требуемых и определение фактических траекторий МТА с точностью до 1–2 см, никакие другие объекты не требуют такой точности.

Цель исследований

Разработка рекомендаций по поиску технических решений роботизации МТА для растениеводства.

Материалы и методы

Управление движением МТА включает три этапа [1, с. 5]:

- программирование требуемой траектории;
- определение фактического места нахождения МТА и формирование сигнала траекторного рассогласования;
- преобразование сигнала траекторного рассогласования в команды управления рулевым механизмом трактора, снижающие траекторное рассогласование.

Принято считать, что при ручном управлении тракторист использует в качестве программы движения след предыдущего прохода или предыдущей операции, например борозду или рядок растений [2, с. 74; 3, с. 65]. Поэтому такой след можно использовать в качестве программной траектории при автоматическом управлении движением [4, с. 5].

В действительности при ручном управлении программа движения находится не на поле, а известна трактористу, обладающему необходимыми знаниями и опытом мысленного программирования требуемых траекторий. В процессе движения тракторист использует след на земле в качестве координатной линии для «привязки» программы к местности. Пользуясь координатной линией, тракторист определяет траекторное рассогласование и принимает решение о необходимости корректировки траектории. Один и тот же след может использоваться при реализации разных программ, формируемых трактористами разной квалификации или управляющих разными МТА.

Функции линейного следа, как координатной линии, не меняются при замене интеллектуального труда тракториста работой навигационного устройства местоопределения. Функциональная схема формирования сигнала δ траекторного рассогласования таким устройством показана на рис. 1.

С помощью физических ориентиров 1 задается система координат OXYZ, ось OX которой совпадает с требуемым направлением движения МТА, т.е. с направлением гона. Направляющая поверхность 3 представляет совокупность геометрических мест нахождения ведущей точки трактора [5, с. 14], при которых выходное напряжение чувствительного элемента 4 не создает сигнала траекторного рассогласования δ на выходе устройства местоопределения. Форма и место нахождения направляющей поверхности 3 зависит одно-

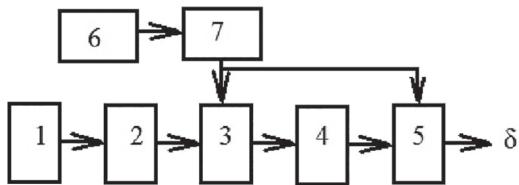


Рис. 1. Функциональная схема формирования сигнала траекторного рассогласования:

- 1 – ориентир, осуществляющий привязку системы координат к местности;
- 2 – система координат;
- 3 – направляющая поверхность, программирующая траекторию МТА;
- 4 – чувствительный элемент датчика траекторного рассогласования;
- 5 – усилительно-вычислительное устройство;
- 6 – задатчик траектории;
- 7 – алгоритм формирования сигнала траекторного рассогласования

временно от системы координат 2 и алгоритма 7 формирования сигнала рассогласования. Наладка программы осуществляется задатчиком 6 исходных данных алгоритма.

Фактическая траектория МТА определяется направляющей поверхностью 3, которая в общем случае является геометрическим местом точек, расстояние до которых изменяется чувствительным элементом 4 датчика траекторного рассогласования. Выходное напряжение датчика поступает на вход усилительно-вычислительного устройства 5, с выхода которого снимается сигнал δ траекторного рассогласования.

Габаритные размеры МТА значительные, и его отдельные точки перемещаются по разным траекториям. Поэтому программируется и контролируется траектория только одной – «ведущей» – точки, которая совпадает с чувствительным элементом либо находится за пределами МТА [6, с. 45]. Совокупность возможных мест нахождения ведущей точки, соответствующих нулевому сигналу траекторного рассогласования, образует направляющую поверхность. Линия пересечения этой поверхности горизонтальной плоскостью, в которой расположена ведущая точка, является «направляющей линией», описывающей кинематическую траекторию МТА. Представление о программировании траектории одновременно на местности и на МТА [3] справедливо лишь постольку, поскольку направляющая поверхность зависит от системы координат на местности и от алгоритма формирования сигнала траекторного рассогласования устройством местоопределения МТА.

Системы координат сельскохозяйственной навигации

Возможны различные варианты задания систем координат; для программирования траекторий МТА на гоне практическое применение имеют два варианта:

- двумя и более удаленными «опорными» точками;
- непрерывной или прерывистой линией по всей длине гона.

В работе С.П. Гельфенбейна [3, с. 123] «следовое» местоопределение относительно следа предыдущего прохода и «координатное» – относительно удаленных точек – противопоставляются. В действительности никакого противопоставления между ними нет – существует различие в типах ориентиров, используемых для привязки систем координат к местности, но не в принципах формирования сигнала траекторного рассогласования.

Линейные ориентиры в виде физических линий могут совпадать с геометрическими направляющими линиями при условии, что устройство местоопределения оборудовано механическим датчиком, чувствительный элемент которого копирует линейный ориентир.

Физическим явлением, используемым механическими датчиками, является силовое воздействие ориентира на чувствительный элемент, которое может вызывать нарушение контакта и потерю ориентира. Более высокой технологической надежностью обладают устройства местоопределения с бесконтактными датчиками, чувствительный элемент которых реагирует на электромагнитную или акустическую энергию, излучаемую или отражаемую линейными ориентирами.

Линейные ориентиры в виде следа одного из предыдущих проходов МТА не обладают универсальностью и долговечностью, поэтому малопригодны в качестве основных для роботизированных МТА без человека. Однако могут находить применение в качестве дополнительных при возделывании пропашных культур, когда определение местоположения ведущей точки МТА относительно направляющей поверхности не гарантирует необходимой слитности траекторий рабочих органов технологических машин-орудий вследствие искривления предыдущего прохода динамическими возмущениями.

Более высокой технологической надежностью обладают специально создаваемые стаци-

онарные ориентиры, не зависящие от проходов МТА, например, в виде подземных токонесущих проводов [2, 3, 9, 10]. Такие ориентиры обладают всеми необходимыми качествами: четкостью, универсальностью, автономностью, стабильностью, долговечностью, помехоустойчивостью. Для обнаружения подземных проводов используется физическое явление магнитной индукции, сущность которого заключается в появлении электрического напряжения на выходе катушки индукционного преобразователя при изменении магнитного потока через витки катушки. При движении МТА катушка перемещается над проводом и ее выходное напряжение реагирует на миллиметровые отклонения от провода, что обеспечивает точность, недостижимую другими средствами. Гоновые провода укладываются по всей длине гона с шагом до 10–15 метров, который ограничивается конструктивными соображениями.

Подземные провода могут питаться токами с частотой до нескольких килогерц. Увеличение частоты до сотен мегагерц позволяет заменить подземные провода антеннами удаленных коротковолновых радиопередатчиков и создавать системы координат средствами радионавигации. В качестве примера на рис. 2 показано задание прямоугольной системы координат OXYZ опорными точками 1 и 2, расположенными на расстоянии $2b$ друг от друга, например, на поворотной полосе. По величине расстояний r_1 и r_2 между МТА и опорными точками можно вычислять боковое смещение y МТА относительно плоскости XOZ, проходящей перпендикулярно отрезку $2b$ через его середину [7, с. 197]:

$$y = \frac{r_1^2 - r_2^2}{4b}.$$

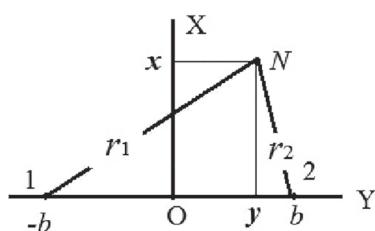


Рис. 2. Задание системы координат OXYZ опорными точками 1 и 2

В рассматриваемом примере траектория программируется геометрическим местом точек, для которых $y = y_o$, где y_o – наперед заданное значение, программирующее тракторию конкретного прохода МТА. Переход на смежный проход осуществляется изменением значения y_o на ширину захвата МТА. Алгоритм местоопределения, то есть формирования сигнала δ траекторного рассогласования, для n -го прохода описывается уравнением:

$$\delta = \frac{r_1^2 - r_2^2}{4b} - (n-1) \cdot y_o, \quad (1)$$

где n – порядковый номер прохода, считая от плоскости XOZ.

Алгоритм местоопределения при движении по криволинейной траектории:

$$\delta = \frac{r_1^2 - r_2^2}{4b} - (n-1) \cdot y_o \pm y(x),$$

где $y(x)$ – программа изменения траектории по длине гона.

Радионавигационные опорные точки 1 и 2 можно расположить непосредственно на поле, что обеспечит автономность и универсальность системы координат, но не обеспечит необходимой точности вследствие зависимости скорости распространения радиоволн в приземном слое от состояния почвы, растительности, воздуха, отражений радиосигналов. Более высокую точность обеспечивают спутниковые агронавигаторы, использующие опорные точки на навигационных спутниках и корректирующие RTK-станции [8]. Однако спутниковые агронавигаторы не обладают необходимой автономностью, так как их работоспособность зависит не только от навигационных спутников, но и от станций слежения за спутниками, нарушения в работе которых может вызвать нарушения в своевременности выполнения полевых работ автоматическими МТА со спутниковыми агронавигаторами.

Таким образом, наиболее высокую технологическую надежность систем автовождения обеспечивают только системы координат, задаваемые стационарными линейными ориентирами в виде подземных проводов. Однако, как показал опыт создания таких систем во второй половине прошлого столетия, их недостатком является непредсказуемость фактических траекторий, которая наблюдалась при натурных испытаниях в поле.

Результаты и обсуждение

Программирование траекторий индукционными методами

Для выяснения и устранения причин несопадения фактических траекторий с требуемыми рассмотрим местоопределение амплитудно-фазным методом, который использовали при проведении испытаний и алгоритм которого описывается уравнением [11, с. 113]:

$$\delta \equiv H_z = H \cos \psi = \frac{I}{2\pi} \frac{y}{y^2 + z^2}, \quad (2)$$

где H_z – проекция вектора напряженности на вертикальную ось OZ системы координат, (рис. 3); $H = \frac{I}{2\pi r}$ – модуль вектора напряженности,

ψ – угол наклона вектора напряженности к оси OZ; I – ток провода; $r = \sqrt{y^2 + z^2}$ – расстояние между проводом и датчиком траекторного рассогласования (индукционным преобразователем); y и z – прямоугольные координаты индукционного преобразователя в неподвижной системе координат OXYZ, ось OX которой совмещена с проводом, а OZ направлена вертикально.

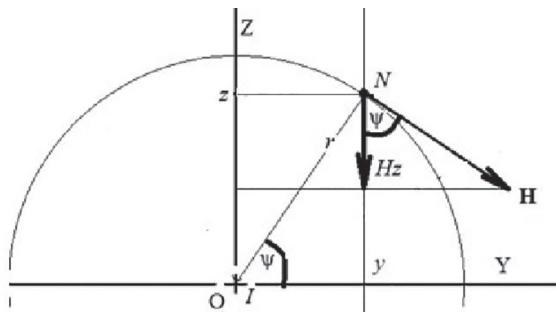


Рис. 3. Магнитное поле тока I

Зависимость проекции H_z от координаты y для прямолинейного провода длиной 1000 м при $z = 1,5$ м приведена на рис. 4.

Точки направляющей поверхности соответствуют условию $H_z = 0$. Уравнение (2) и график на рис. 4 показывают, что для одиночного провода это условие соблюдается при $y = 0$. Если токи протекают по двум и более проводам, то значение H_z при $y = 0$ равно алгебраической сумме помех, создаваемых токами других проводов. В результате точка с $H_z = 0$, принадлежащая направляющей поверхности, смещается относительно рабочего провода на некоторое расстояние. Так, если ток протекает по двум проводам, расстояние между которыми $B = 10$ м, то, как это видно на рис. 4,

величины H_z обоих проводов уравниваются на расстоянии $\approx 0,2$ м от провода. Поэтому фактические траектории будут смещены относительно обоих проводов на 0,2 м в ту или другую сторону в зависимости от направленности токов – односторонние (синфазные) или встречные (противофазные).

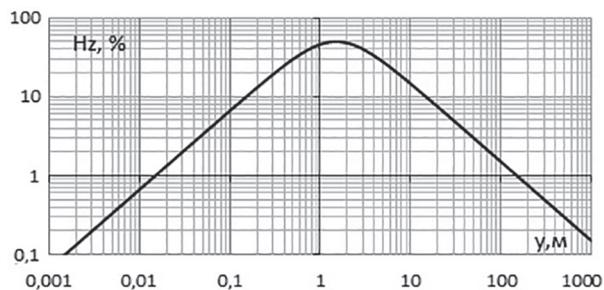


Рис. 4. Зависимость вертикальной составляющей вектора напряженности H_z бесконечного провода от координаты y точки наблюдения при $z = 1,5$ м

Зависимость смещения точек направляющей поверхности от высоты z индукционного преобразователя над плоскостью проводов и расстояния $2b$ между двумя проводами можно определить математически. Для этого необходимо приравнять к нулю алгебраическую сумму напряженностей, создаваемых противофазными (+) или синфазными (-) токами обоих проводов:

$$\delta = H_{z1} + H_{z2} \equiv \left(\frac{y+b}{(y+b)^2 + z^2} \pm \frac{y-b}{(y-b)^2 + z^2} \right) = 0.$$

Откуда получим уравнение линии сечения направляющей поверхности плоскостью ZOY:

$$y = \pm \sqrt{b^2 \pm z^2}.$$

Так, в рассмотренном примере $2b = 10$ м, $z = 1,5$ м, поэтому $y_{1,2} = \pm 5,22$ м, $y_{3,4} = \pm 4,78$ м.

График на рис. 4 показывает, например, что ток провода, удаленного на 100 м, смещает направляющую линию на 0,02 м. Это наблюдается на низких частотах, при которых можно пренебречь влиянием электропроводимости земли. На более высоких частотах происходит затухание H_z вследствие превращения энергии переменного магнитного поля в тепловую энергию нагрева грунта. Оценить степень затухания не представляется возможным, что делает фактические траектории МТА непредсказуемыми.

Устранить влияние магнитных полей, создаваемых токами нерабочих проводов, можно, выполнив провода коммутируемыми и питая током только один рабочий провод. В середине прошлого века такое решение представляло сложную техническую задачу, поэтому не рассматривалось, но в настоящее время не вызывает затруднений.

Выполнение проводов коммутируемыми не устраниет вредного воздействия магнитного поля, созданного током обратного провода, замыкающего цепь тока. Устранить этот недостаток можно, используя землю для замыкания цепи тока. Это требует применения заземляющих устройств, что повысит трудоемкость укладки проводов, приведет к зависимости сопротивления токовой цепи и силы тока от электропроводимости земли.

Менее трудоемкие в изготовлении и более стабильные в работе индукторы без заземлителей. Электрическая схема коммутируемого индуктора «многолучевая звезда» показана на рис. 5. Гоневые провода индуктора подключаются к магистральным через коммутаторы таким образом, что токи в смежных проводах протекают встречно. Для создания системы координат следует замкнуть ключи 3-х смежных проводов, из которых рабочим является средний. Так, при замыкании ключей проводов № 5, 6, 7 рабочим является провод 6, а обратными проводами 5 и 7. Однонаправленные токи проводов 5 и 7 создают над проводом 6 равные встречные магнитные поля, которые взаимно уничтожаются.

Магнитное поле, создаваемое токами проводов 5, 6 и 7, равно векторной сумме магнитных полей, создаваемых встречными токами двух петель, образованных проводами 5-6 и 6-7, что позволяет называть такой источник магнитного поля «двойной петлей». Распределение напряженности по ширине двойной петли 2×10 м показано на рис. 6.

На рис. 7 приведены графики напряженности H_z , создаваемых током одиночного провода и двойной петли 2×10 м при $z = 1,5$ м. Графики показывают, что взаимное смещение направляющих поверхностей двух проводов, расстояние между которыми, например, 30 м, равно 0,08 м, а взаимное смещение направляющих поверхностей средних проводов двойных петель, при том же расстоянии между ними, – 0,01 м. Увеличение расстояний с 30 до 60 м снижает смещение одиночных проводов

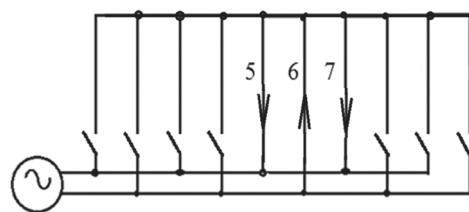


Рис. 5. Электрическая схема индуктора «многолучевая звезда»

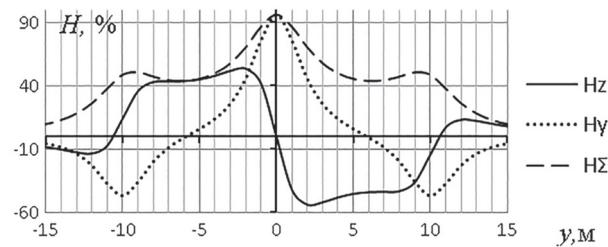


Рис. 6. Суммарное магнитное поле трех проводов при $B = 10$ м, $z = 1,5$ м

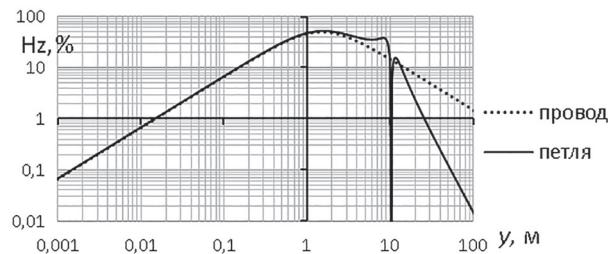


Рис. 7. Затухание модуля напряженности H_z одиночного провода и двойной петли $1000 \cdot (2-10)$ м при $z = 1,5$ м

до 0,035 м, а двойных петель – до 0,001 м. Последнее решает проблему электромагнитной совместимости нескольких роботизированных МТА, работающих на одной частоте магнитного поля, если расстояние между ними превышает несколько десятков метров.

Коммутация проводов должна происходить при выходе МТА на поворотную полосу, что требует наличия канала связи между МТА и коммутаторами, усложняет эксплуатацию индуктора. Более просты в эксплуатации индукторы без коммутации, с одновременным питанием всех или значительного количества гоневых проводов. При этом устранить или значительно ослабить мешающее влияние магнитных полей нерабочих проводов можно вычитанием помех из суммарного сигнала помех и рабочего провода.

Как показывает уравнение (2), величина H_z по-разному зависит от координаты z : обратно-пропорциональна квадрату z при $y \approx 0$ и практически не зависит от z при $y \gg z$. Это позво-

ляет существенно ослабить влияние помех, формируя сигнал траекторного рассогласования δ как разность двух сигналов, сформированных при одинаковом значении координаты y , но разных значениях координаты z .

На рис. 8 показана зависимость напряженности магнитного поля от расстояния y до тока при $z_1 = 1,5$ м и $z_2 = 2$ м, а также разность этих составляющих. Как видно, при $y = 10$ м, $z_1 = 1,5$ м и $z_2 = 2$ м смещение направляющих поверхностей 0,22 м и 0,41 м. Но если направляющую поверхность формировать по разности напряженностей, измеренных при z_1 и z_2 , то смещение такой поверхности менее 0,01 м при том же $y = 10$ м.

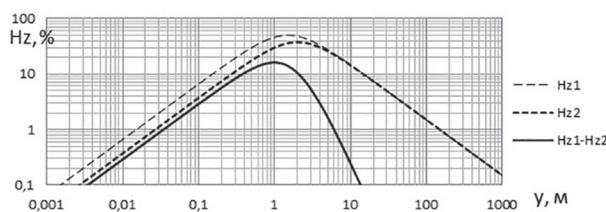


Рис. 8. Зависимость вертикальной составляющей напряженности магнитного поля от расстояния y до источника и высоты z точки измерения

Результаты вычисления смещения направляющих поверхностей 10-проводного индуктора при расстоянии между проводами $B = 7$ м и $z_1 = 1,5$ м, $z_2 = 2$ м приведены в таблице.

Рис. 3 показывает, что проекция вектора напряженности на поперечную ось OY системы координат описывается уравнением:

$$H_y = H \sin \psi = \frac{I}{2\pi} \frac{z}{y^2 + z^2}$$

и при $y >> z$ обратно пропорциональна квадрату расстояния y до провода. Поэтому H_y затухает значительно быстрее, чем H_z . Следовательно, построение направляющей поверхности с помощью проекции вектора напряженности на ось OY позволит снизить влияние удаленных проводов на форму направляющей поверхности. Алгоритм местоопределения относительно такой направляющей поверхности:

$$\delta = H_{y1} - H_{y2} = \frac{I}{2\pi} \left(\frac{z}{(y-a)^2 + z^2} - \frac{z}{(y+a)^2 + z^2} \right), \quad (3)$$

где $2a$ – расстояние между точками измерения напряженности (рис. 9).

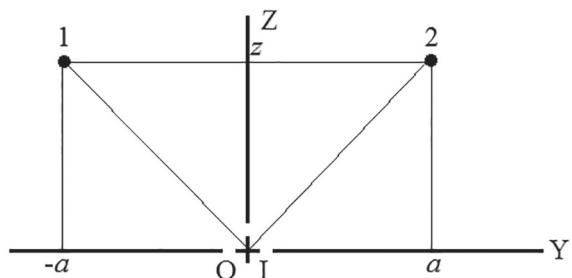


Рис. 9. Положение точек 1 и 2 измерения напряженности относительно токоведущего провода в точке О

На рис. 10 показана зависимость составляющих алгоритма (3) от координаты y середины измерительной базы при $2a = 1$ м, $z = 1,5$ м.

Сравнение графиков на рис. 8 и 10 показывает, что качество местоопределения двухуровневым и двухточечным методами примерно одинаковое. Более того, оба метода могут быть реализованы одним устройством: для перехода от одного алгоритма к другому достаточно повернуть измерительную базу в плоскости YOZ на 90° и отрегулировать расстояние между индукционными преобразователями.

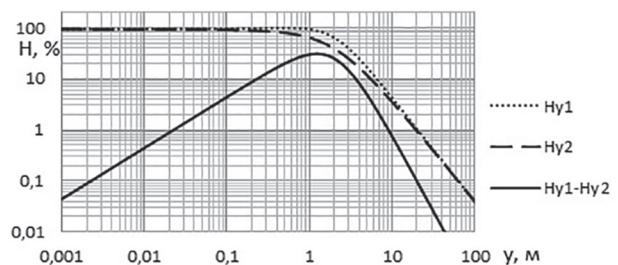


Рис. 10. Составляющие разности-амплитудного метода местоопределения по проекции вектора напряженности на поперечную ось при $2a = 1$ м, $z = 2$ м

Таблица

Смещения направляющих поверхностей 10-проводного индуктора

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
y , м	0	7	14	21	28	35	42	49	56	63
Δy , м	-0,014	0,0017	0	0	0	0	0	0	-0,0017	0,014

Измерения в полярной системе координат

Программирование траекторий выполняется в неподвижная система координат; при этом определение фактического места нахождения МТА возможно в неподвижной и подвижной системах. Так, независимо от места формирования сигнала траекторного рассогласования, местоопределение, согласно алгоритму (1), осуществляется в неподвижной системе координат. Если система задана линейными ориентирами по всей длине гона, то определять местоположение МТА можно в подвижной системе координат, начало которой расположено на МТА, а ось ОХ параллельна продольной оси трактора. Как правило, при этом измеряется полярная координата – полярный угол.

Различие между местоопределением в неподвижной и подвижной системах координат состоит в том, что в первом случае сигнал рассогласования зависит только от места нахождения датчика рассогласования и не зависит от его пространственной ориентации в горизонтальной плоскости. Во втором случае устройство местоопределения реагирует как на место, так и на пространственную ориентацию датчика, поворот которого вокруг вертикальной оси изменяет сигнал траекторного рассогласования. Поэтому местоопределение амплитудно-фазным методом происходит в неподвижной системе координат, а определение угловой ошибки траекторного управления – курсового угла α – в подвижной полярной системе:

$$\alpha = \frac{d\delta}{ds} = \frac{1}{V} \frac{d\delta}{dt},$$

где α – угол между требуемым направлением и вектором скорости МТА; V – скорость линейного перемещения МТА; t – время.

В полярной системе координат определяется угол бокового скольжения χ , измеряемый между продольной осью и вектором линейной скорости трактора. При отсутствии угловой погрешности угол бокового скольжения можно измерять непосредственно по величине проекции вектора напряженности на продольную ось трактора:

$$\chi \equiv H_x = H \sin \chi.$$

Для измерения угла χ можно использовать одноуровневое амплитудно-фазное устройство

местоопределения, расположив ось индукционного преобразователя параллельно продольной оси трактора.

Заключение

1. Траектория МТА программируется в неподвижной прямоугольной системе координат уравнением, описывающим зависимость боковой координаты точек направляющей поверхности от продольной и вертикальной координаты. Система координат задается вещественными ориентирами; уравнение является алгоритмом формирования сигнала траекторного рассогласования.

2. Измерение координат фактической траектории возможно в неподвижной и подвижной прямоугольных системах координат, а также в подвижной полярной системе.

3. Системы координат должны обладать четкостью, долговременной стабильностью, автономностью, универсальностью, помехоустойчивостью, экономичностью. Этим требованиям удовлетворяют стационарные системы координат, задаваемые подземными токонесущими проводами.

4. Плоские вертикальные направляющие поверхности можно создавать несколькими способами:

- питая током только один (рабочий) провод;
- питая током три смежных провода с противофазными токами, из которых рабочим является средний;
- формируя сигнал траекторного рассогласования двухуровневым методом;

– формируя сигнал рассогласования разностно-амплитудным методом по величине проекции вектора напряженности магнитного поля на поперечную ось трактора.

5. Системы координат, задаваемые токонесущими проводами, позволяют определять направление продольной оси трактора в горизонтальной плоскости непосредственно по проекции вектора напряженности на эту ось. Что необходимо для приведения сигнала траекторного рассогласования к рабочим органам технологических машин-орудий.

6. Системы координат, задаваемые подземными токонесущими проводами, позволяют определять направление вектора скорости МТА дифференцированием сигнала траекторного рассогласования по линейному перемещению. Это необходимо для повышения устойчивости систем автоматического вождения МТА.

Литература

1. Помыкаев И.И., Селезнев В.П., Дмитроchenko Л.А. Навигационные приборы и системы: учеб. пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1983. 456 с.
2. Литинский А.С. Автоматизация вождения самоходных машин (автоворители). М.-Л.: Энергия. 144 с.
3. Гельфенбейн С.П. Терранавигация. М.: Колос, 1981. 204 с.
4. Селезнев В.П., Селезнева Н.В. Навигационная бионика. М.: Машиностроение, 1987. 256 с.
5. Калоев А.В. Основы проектирования систем автоматического вождения самоходных машин. М.: Машиностроение, 1978. 152 с.
6. Маргвелашвили О.В. Автоворжение трактора с помощью фотооптической системы управления. Тбилиси: Мецниереба, 1974. 126 с.
7. Справочник по радиолокации / под ред. М. Сколника; перевод с анг. под ред. К.Н. Трофимова. М.: Советское радио. 1978. Т. 4. 375 с.
8. Соловьев Ю.А. Спутниковая навигация и ее приложения. М.: Эко-Трендз, 2003. 326 с.
9. Вулах Г.Я., Тимошенко В.С., Школьникова С.В., Курченков В.И. Автоматические и дистанционное управление промышленными тракторами. М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1972. 84 с.
10. Клейн Ю.К. Развитие автоматического вождения тракторных агрегатов за рубежом. М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1972. 67 с.
11. Калюжный А.Т. Электронавигация сельскохозяйственная индукционная / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2015. 176 с.
12. Litinskij A.S. Avtomatizaciya vozhdeniya samohodnyh mashin (avtovoditeli) [Automation of driving self-propelled vehicle (autonomous driving)]. Moscow – Leningrad: Energiya Publ.. 144 p.
13. Gel'fenbejn S.P. Terranavigaciya [Terranavigation]. Moscow: Kolos Publ., 1981. 204 p.
14. Seleznev V.P., Selezneva N.V. Navigacionnaya bionika [Navigation bionics]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 256 p.
15. Kaloev A.V. Osnovy proektirovaniya sistem avtomaticheskogo vozhdeniya samohodnyh mashin [Fundamentals of designing the automatic driving systems for self-propelled vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 152 p.
16. Margvelashvili O.V. Avtovozhdenie traktora s pomoshch'yu fotoopticheskoy sistemy upravleniya [Tractors autonomous driving using a photo-optical control system]. Tbilisi: Mecniereba Publ., 1974. 126 p.
17. Spravochnik po radiolokacii [Radar reference]. Pod red. M. Skolnika. Perevod s ang. pod red. K.N. Trofimova. T.4. Moscow: Sovetskoe radio Publ. 1978. 375 p.
18. Solov'yov YU.A. Sputnikovaya navigaciya i eyo prilozheniya [Satellite navigation and its applications]. Moscow: Eko-Trendz Publ., 2003. 326 p.
19. Vulah G.YA., Timoshenko V.S., SHkol'nikova S.V., Kurchenkov V.I. Avtomaticheskie i distancionnoe upravlenie promyshlennymi traktorami [Automatic and remote control of industrial tractors]. Moscow: CNIITEItraktorosel'hozmash Publ., 1972. 84 p.
20. Klejn YU.K. Razvitie avtomaticheskogo vozhdeniya traktornyh agregatov za rubezhom [The development of autonomous driving of tractor units abroad]. Moscow: CNIITEItraktorosel'hozmash Publ., 1972. 67 p.
21. Kalyuzhnyj A.T. Elektronavigaciya sel'skohozyajstvennaya indukcionnaya [Induction agricultural electric navigation]. Novosib. gos. agrar. un-t. Novosibirsk: IC NGAU «Zolotoj kolos» Publ., 2015. 176 p.

References

1. Pomykaev I.I., Seleznev V.P., Dmitrochenko L.A. Navigacionnye pribory i sistemy [Navigation devices and systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 456 p.

ВЛИЯНИЕ АНИЗОТРОПИИ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ГРУНТОМ ПРИ ПОВОРОТЕ МАШИНЫ

THE EFFECT OF ANISOTROPY ON THE INTERACTION OF THE CATERPILLAR PROPELLER WITH THE SOIL DURING THE VEHICLE TURN

А.О. ЖАКОВ¹

И.П. ТРОЯНОВСКАЯ^{1,2}, д.т.н.

¹ Южно-Уральский государственный университет,
Челябинск, Россия

² Южно-Уральский государственный аграрный
университет, Троицк, Россия, tripav63@mail.ru

А.О. ЖАКОВ¹

И.П. ТРОЯНОВСКАЯ^{1,2}, DSc in Engineering

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

² South Ural State Agrarian University, Troitsk, Russia,
tripav63@mail.ru

В статье рассмотрено силовое взаимодействие гусеничного движителя с грунтом при повороте машины. Поскольку более 70 % реакций грунта по своей природе являются силами трения, то за основу взята математическая теория трения Ф.А. Опейко. Согласно теории, результирующая сила и момент трения являются взаимосвязанными величинами, определяемыми положением мгновенного центра скольжений. При увеличении момента трения сила уменьшается и наоборот. Поскольку любой гусеничный движитель имеет грунтозапчасти, то взаимодействие его с грунтом в продольном и поперечном направлениях становится различным. В рамках принятого подхода анизотропия силового взаимодействия движителя с грунтом выражается в различных коэффициентах трения в продольном и поперечном направлении. Кроме того, имеет место принципиально разный характер взаимодействия с грунтом. В поперечном направлении наблюдается чистый срез. В продольном направлении перед началом среза грунт сминается за счет своих упругих свойств. В статье приведена математическая модель силового взаимодействия гусеничного движителя с грунтом с учетом анизотропии взаимодействия. Упругие свойства грунта в продольном направлении учитываются за счет переменного коэффициента трения, введенного под знак интеграла. В качестве функции применен гиперболический тангенс, поскольку он позволяет вводить наименьшее число эмпирических коэффициентов. На основе представленной математической модели силового взаимодействия были проведены численные расчеты. Результаты представлены в графическом виде, что позволяет наглядно оценить влияние анизотропии. Расчеты показали, что различия в значениях силы трения за счет учета анизотропии может достигать 50 %, а момента трения – до 10 %.

Ключевые слова: гусеничный движитель, криволинейное движение, силовое взаимодействие, анизотропия, контакт с грунтом, сила трения, момент трения.

The article discusses the force interaction of the caterpillar propeller with the ground during the vehicle turn. Since more than 70 % of soil reactions are inherently friction forces, the article is based on the Fyodor Opeiko mathematical theory of friction. According to it, the resulting force and the moment of friction are interrelated quantities determined by the position of the instantaneous center of sliding. With increasing the moment of friction, the force decreases and vice versa. Since any caterpillar mover has lugs, its interaction with the soil in the longitudinal and transverse directions becomes different. In the frame-work of the adopted approach, the anisotropy of the force interaction of the propulsion with the soil is expressed in various friction coefficients in the longitudinal and transverse directions. In addition, there is a fundamentally different nature of the interaction with the soil. In the transverse direction, a clean cut is observed. In the longitudinal direction, before the start of the cut, the soil is crushed due to its elastic properties. The article presents a mathematical model of the force interaction of a caterpillar propeller with soil, taking into account the anisotropy of the interaction. The elastic properties of the soil in the longitudinal direction are taken into account due to the variable coefficient of friction introduced under the integral sign. Hyperbolic tangent is used as a function, since it allows one to introduce the smallest number of empirical coefficients. Based on the presented mathematical model of force interaction, numerical calculations were performed. The results are presented in graphical form, which allows to visually assess the effect of anisotropy. The calculations showed that the differences in the values of the friction force due to taking into account anisotropy can reach 50 %, and the moment of friction up to 10 %.

Keywords: tracked propeller, curvilinear motion; force interaction; anisotropy; contact with the ground; friction force; friction moment.

Введение

При движении транспортного средства на него со стороны грунта действуют силы реакций. Наибольший интерес представляет формирование этих сил в процессе криволинейного движения машины [1–4], когда в каждой точке контакта кроме продольных сил, возникают и поперечные составляющие. В теории движения колесных машин они часто объясняются упругими свойствами шины, приводящими к боковому уводу [5–6]. Для гусеничных машин, имеющих большие смещения точек гусениц в поперечном направлении, эти силы являются составляющими силы трения. Согласно исследованиям Г.М. Татарчука [7], на долю трения скольжения опорной поверхности приходится не менее 73–82 % сил, возникающих в контакте гусеницы с грунтом при повороте машины.

Особенностью сил трения скольжения является их ограничение по предельному значению. Это ограничение касается результирующей силы трения в каждой точке контакта [8], поэтому применение принципа независимости при формировании силовых факторов в контакте с грунтом недопустимо [9]. Следовательно, зависимость между силой и моментом трения в контакте однозначна и подчиняется математической теории трения [10].

Необходимо отметить, что силовой контакт гусеничного движителя с грунтом представляет собой не чистое трение скольжение, а включает элементы сцепления грунтозацепов с верхним слоем почвы и ее упругое смятие. В результате картина взаимодействия приобретает черты анизотропии.

Цель исследований

Оценка влияния анизотропии на формирование силовых факторов (силу и момент трения), возникающих в контакте гусеницы с грунтом при повороте машины.

Материалы и методы

Первые шаги в описании сил трения при криволинейном движении тела были сделаны еще в конце XVIII века Н.Н. Шиллером [11] и Н.Е. Жуковским [12]. Рассмотрим формирование сил трения при криволинейном скольжении тела по шероховатой поверхности подробнее (рис. 1).

При криволинейном движении скольжение представляет собой мгновенно врачатель-

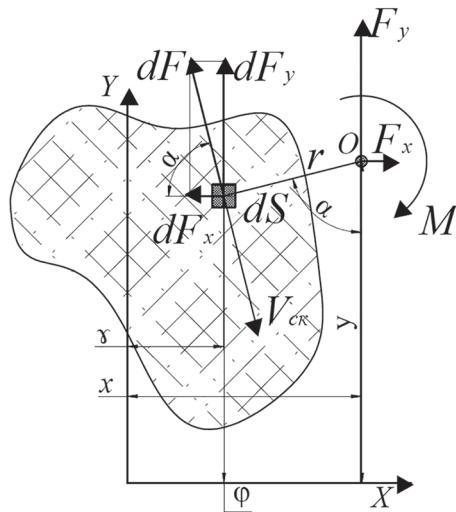


Рис. 1. Схема сил, действующих в контактной площадке движителя с грунтом

ное движение относительно центра O с координатами x и y . Скорость скольжения $V_{\text{ск}}$ любой бесконечно малой площадки контакта dS направлена перпендикулярно радиус-вектору r , опущенному из мгновенного центра скольжения. Элементарная сила трения dF всегда направлена в противоположную скорость скольжения сторону. Разложим вектор dF на поперечную x и продольную y оси. Проекции dF_y и dF_x определяются:

$$\begin{aligned} dF_x &= dF \cos(\alpha), \\ dF_y &= dF \sin(\alpha); \end{aligned} \quad (1)$$

$$r = \sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}, \quad (2)$$

где x , y – координаты мгновенного центра скольжения; γ , φ – координаты элементарной площадки dS .

$$\begin{aligned} \sin(\alpha) &= (x - \gamma)/r, \\ \cos(\alpha) &= (y - \varphi)/r. \end{aligned} \quad (3)$$

В результате приведения всех элементарных сил к мгновенному центру скольжения получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} dF_x = -dF \frac{y - \varphi}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} \\ dF_y = dF \frac{x - \gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} \\ dM_o = dF \sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2} \end{array} \right. . \quad (4)$$

При скольжении каждая элементарная сила трения dF достигает своего максимального значения $dF = \mu q dS$, где μ – коэффициент трения; q – нормальное давление. Просуммировав все элементарные силы (4), получим:

$$\begin{cases} F_x = -\iint_{\varphi\gamma} \mu q \frac{y - \varphi}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} d\varphi d\gamma, \\ F_y = \iint_{\varphi\gamma} \mu q \frac{x - \gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} d\varphi d\gamma, \\ M_o = \iint_{\varphi\gamma} \mu q \sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2} d\varphi d\gamma. \end{cases} \quad (5)$$

При решении конкретных задач удобнее прикладывать реакции грунта в середине пятна контакта. Перенесем силовые факторы в центр контакта:

$$\begin{cases} F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}, \\ M_c = M_o + yF_x - xF_y. \end{cases} \quad (6)$$

Результаты и обсуждение

Для анализа взаимосвязи между силой и моментом трения было проведено численное моделирование системы (6) с помощью программного пакета MatCad. Графическое изображение результирующей силы F и момента M_c трения представлены на рис. 2.

Легко увидеть взаимную связь между результирующей силой F и моментом M_c трения. При нулевой результирующей силе момент

$$\begin{cases} F_x = -\int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B+b)}^{-0,5(B-b)} \frac{\mu_x q(y - \varphi) d\gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_x q(y - \varphi) d\gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} \right] d\varphi, \\ F_y = \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B+b)}^{-0,5(B-b)} \frac{\mu_y q(x - \gamma) d\gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_y q(x - \gamma) d\gamma}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} \right] d\varphi, \\ M_o = \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B+b)}^{-0,5(B-b)} \frac{\mu_x q(y - \varphi)^2 + \mu_y q(x - \gamma)^2}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} d\gamma + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_x q(y - \varphi)^2 + \mu_y q(x - \gamma)^2}{\sqrt{(y - \varphi)^2 + (x - \gamma)^2}} d\gamma \right] d\varphi. \end{cases} \quad (7)$$

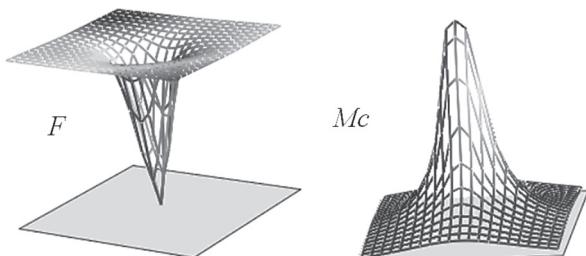


Рис. 2. Графическое изображение силы F и момента M_c трения

имеет максимальное значение, что соответствует вращению вокруг центра контакта. При нулевом моменте сила достигает своего максимального значения, что соответствует поступательному скольжению пятна контакта.

Анизотропия взаимодействия

Наличие грунтозацепов на подошве гусеничного движителя приводит к анизотропии взаимодействия, что отражается в разных коэффициентах трения в продольном μ_y и поперечном μ_x направлениях [13–14]. Коэффициент сцепления в продольном направлении всегда больше, чем в поперечном направлении $\mu_y > \mu_x$.

Введем пределы интегрирования φ и γ согласно полному контакту гусеничного движителя с грунтом (рис. 3):

- в продольном направлении $\varphi = -0,5L \dots 0,5L$, где L – база машины;
- в поперечном направлении $\gamma = -0,5(B + b) \dots 0,5(B - b)$ и $\gamma = -0,5(B - b) \dots 0,5(B + b)$, где B – колея гусеничной машины; b – ширина гусеницы;

Несмотря на то что внесение нормального давления q под интегральные зависимости (5) позволяет учесть любой закон изменения его по площадке контакта, остановимся пока на равномерном его распределении: $q = G/2Lb$ где G – вес машины.

Тогда силовые факторы (5), входящие в систему (6), приобретают вид:

Упругие свойства грунта

Еще одной особенностью анизотропии взаимодействия является разный характер взаимодействия грунтозацепов с почвой, что объясняется их расположением.

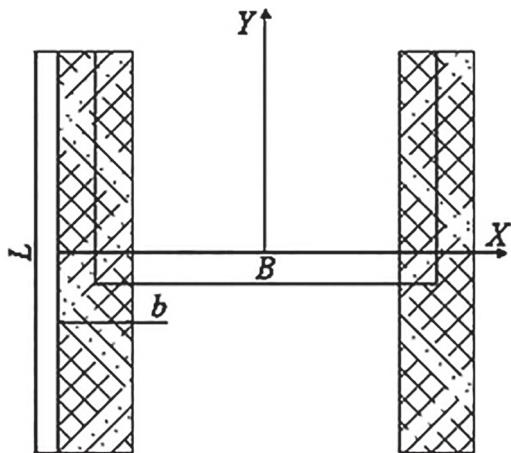


Рис. 3. Форма и размеры контакта гусеничной машины с грунтом

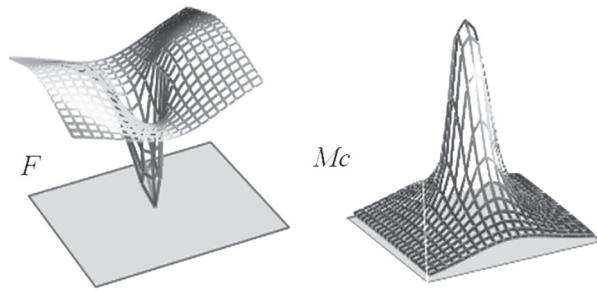


Рис. 4. Графическое изображение силы F и M_c трения с учетом анизотропии

В продольном направлении вначале происходит упругое смятие грунта, и только при достижении касательных напряжений предельного значения начинается сдвиг срезанного грунтозацепами слоя почвы [15–16]. В поперечном направлении упругая составляющая

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = - \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B-b)}^{-0,5(B+b)} \frac{\mu_x q(y-\varphi) d\gamma}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_x q(y-\varphi) d\gamma}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} \right] d\varphi, \\ F_y = \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_y q \tanh[a(x-\gamma)/(R+x)](x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_y q \tanh[a(x-\gamma)/(R+x)](x-\gamma)}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma \right] d\varphi, \\ M_o = \int_{-0,5L}^{0,5L} \left[\int_{-0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_x q(y-\varphi)^2 + \mu_y q \tanh[a(x-\gamma)/(R+x)](x-\gamma)^2}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma + \int_{0,5(B-b)}^{0,5(B+b)} \frac{\mu_x q(y-\varphi)^2 + \mu_y q \tanh[a(x-\gamma)/(R+x)](x-\gamma)^2}{\sqrt{(y-\varphi)^2 + (x-\gamma)^2}} d\gamma \right] d\varphi. \end{array} \right. \quad (10)$$

отсутствует, так как срез грунта начинается в самом начале поперечного смещения.

Для учета упругих свойств грунта в продольном направлении необходимо продольный коэффициент трения μ_y сделать переменным. Зависимость коэффициента сцепления (продольного трения μ_y) от буксования δ хорошо известна (рис. 5), хотя описывается она у разных авторов по-разному [17–18].

Наиболее широкое применение получила формула В.В. Кацыгина [19], полученная им по результатам обработки экспериментов В.П. Запольского [20]. Формула обладает наименьшим количеством эмпирических коэффициентов и позволяет описывать любой тип грунта.

В обработке И.П. Трояновской [21] зависимость коэффициента сцепления μ_y от буксования δ имеет вид:

$$\mu_y(\delta, a) = \mu_y \tanh(\delta, a), \quad (8)$$

где $\tanh(x) = (e^x - e^{-x}) / (e^x + e^{-x})$ – гиперболический тангенс; δ – буксование; a – эмпирический коэффициент, характеризующий упругие свойства грунта.

Буксование в каждой точке контакта будет разное, и зависит оно от поперечной координаты точки относительно центра скольжения ($x - y$) и радиуса поворота машины R :

$$\delta(x, y) = (x - y) / (R + x). \quad (9)$$

Учитывая введенные зависимости (8–9), окончательный вид силовых факторов, возникающих в контакте гусеничного движителя с грунтом на повороте машины, имеет вид:

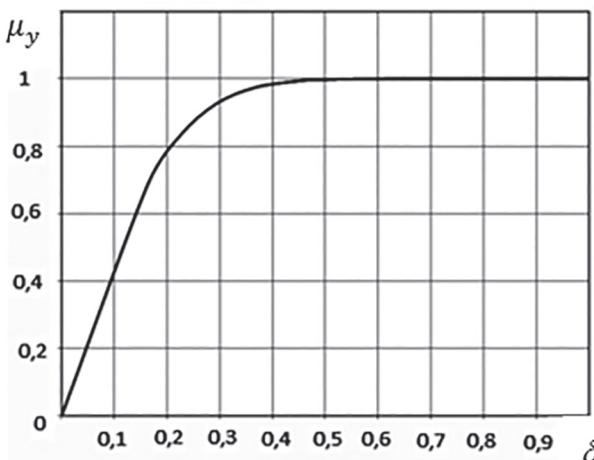


Рис. 5. Зависимость коэффициента сцепления μ_y от буксования δ

Графическая интерпретация формул (10) представлена на рис. 6.

Из рис. 6 видно, что введение упругих свойств грунта только в продольном направлении усиливает асимметрию силовых факторов, которая теперь наблюдается не только у результирующей силы трения F , но и у момента M_c трения. Анализ на основе численного расчета показал, что различия в значениях силовых факторов по формулам (5) и (10) может составлять до 50 % по силе трения и до 10 % – по моменту трения.

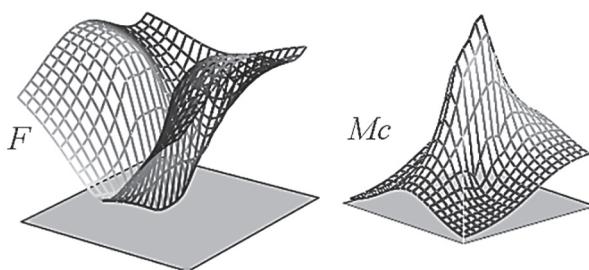


Рис. 6. Графическое изображение силы F и момента M_c трения с учетом анизотропии и упругих свойств грунта в продольном направлении

Выводы

Реакции связей, возникающие в контакте гусеницы с грунтом при повороте машины, по своей природе на 73–80 % состоят из сил трения. Формирование силовых факторов на основе математической теории трения доказало взаимосвязь между силой и моментом трения, значения которых однозначно определяются положением мгновенного центра скольжений.

Наличие грунтозацепов приводит к анизотропии силового взаимодействия. Предельный коэффициент трения в продольном направлении всегда больше, чем в поперечном направлении. Это отражается в асимметрии результирующей силы трения.

Поперечное расположение грунтозацепов способствует различному характеру взаимодействия с грунтом. В поперечном направлении сразу наблюдается срез грунта, что отражается в постоянном максимальном коэффициенте трения. В продольном направлении грунт вначале сминается под действием грунтозацепов и только при достижении предельных напряжений срезается. В математической модели упругие свойства грунта отражаются введением переменного коэффициента трения на основе гиперболического тангенса. Учет упругих свойств грунта в продольном направлении привел к появлению асимметрии момента трения и усилению ее в результирующей силе трения.

Численный анализ показал, что пренебрежение влиянием анизотропии при описании силового взаимодействия гусеницы с грунтом при повороте машины может привести к серьезным ошибкам, так как изменение значения силы трения может достигать 50 %, а момента – до 10 %.

Литература

- Беляев А.Н., Свистов В.В., Тришина Т.В. Определение сил при повороте трактора со всеми управляемыми колесами // Вестник воронежского государственного аграрного университета. 2016. № 50 (3). С. 132–140.
- Кравец В.Н., Мусарский Р.А. Исследование скольжения колес при повороте автомобиля // Известия высших учебных заведений. Серия «Машиностроение». 2014. № 651 (6). С. 35–38.
- Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8x8 при различных способах управления поворотом // Журнал автомобильных инженеров. 2009. № 55 (25). С. 34–39.
- Ларин В.В. Методы прогнозирования опорной проходимости многоосных колесных машин на местности: дис. ... докт. техн. наук. М., 2007. 223 с.
- Абдулгазис А.У. Динамическая модель взаимосвязи углов увода эластичной шины автомобиля с ее жесткостными характеристиками // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. 2016. № 53 (3). С. 51–54.

6. Гладов Г.И., Пресняков Л.А. Параметры криволинейного движения специальных транспортных средств // Автомобильная промышленность. 2017. № 5. С. 22–23.
7. Татарчук Г.М. Изучение составляющих соотивления повороту гусеничного трактора при помощи динамометрического звена // Тракторы и сельхозмашини. 1958. Т. 2. С. 5–7.
8. Вязников М.В. Использование теории комбинированного трения при составлении математической модели криволинейного движения гусеничной машины // Наука и образование. 2014. № 12. С. 279–290.
9. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. Минск: АСН БССР, 1960. 228 с.
10. Опейко Ф.А. Математическая теория трения. Минск: АСН БССР, 1971. 149 с.
11. Шиллер Н.Н. Заметки о равновесии твердого тела при действии трения на некоторую плоскую часть его поверхности // Труды отделения физических наук общества любителей естествознания. 1892. № 5 (1). С. 17–19.
12. Жуковский Н.Е. Условие равновесия твердого тела, опирающегося на неподвижную плоскость некоторой площадкой и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением // Труды отделения физических наук общества любителей естествознания. 1897. № 9 (1). С. 339–354.
13. Алябьев А.Ф., Калинин С.Ю. Модель взаимодействия гусеницы трактора с грунтом // Лесной вестник. 2016. № 20 (2). С. 173–178.
14. Берестов Е.И., Кулабухов А.В., Печковская О.Е. Исследование разрушения грунта трактами гусеничных машин // Механизация строительства. 2014. № 10. С. 21–25.
15. Берестов Е.И., Кулабухов А.В. О повышении сцепления движителей гусеничных машин с грунтом // Строительные и дорожные машины. 2010. № 5. С. 50–56.
16. Мисиров М.Х., Канкулова Ф.Х. Определение условий для разрушения отрывом и сдвигом при резании почв и грунтов клином // АгроИнфо. 2018. № 1 (31), С. 36.
17. Соколов В.В. Аппроксимация кривой буксования трактора // Вестник АлГАУ. 2018. № 9 (167). С. 165–170.
18. Позин Б.М. Вопросы методологии в теории тяговой характеристики трактора. Челябинск: ЧГАА. 2006. 123 с.
19. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1962. № 4. С. 28–31.
20. Запольский В.П. Исследования сцепных свойств и обоснование параметров трактов гусеничных движителей: дис. ... канд. техн. наук. Минск, 1971. 160 с.
21. Трояновская И.П. Взаимодействие гусеничного движителя с грунтом на повороте // Тракторы и сельхозмашини. 2007. № 12. С. 19–20.

References

1. Belyaev A.N., Svistov V.V., Trishina T.V. Determination of forces when turning an all-wheel drive tractor. Vestnik voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2016. No 50 (3), pp. 132–140 (in Russ.).
2. Kravec V.N., Musarskij R.A. Study of wheel slip during vehicle turn. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Seriya «Mashinostroenie». 2014. No 651 (6), pp. 35–38 (in Russ.).
3. Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. A mathematical model of the curvilinear movement of 8x8 axle configuration vehicle. Zhurnal avtomobil'nyh inzhenerov. 2009. No 55 (25), pp. 34–39 (in Russ.).
4. Larin V.V. Metody prognozirovaniya opornoj prohodimosti mnogoosnyh kolesnyh mashin na mestnosti: dis. ... dokt. tekhn. nauk [Prediction methods of support patency of multi-axle wheeled vehicles on the ground: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]. Moscow, 2007. 223 p.
5. Abdulgazis A.U. A dynamic model of the relationship between the angles of drift of an elastic tire of the automobile with its stiffness characteristics. Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta. 2016. No 53 (3), pp. 51–54 (in Russ.).
6. Gladov G.I., Presnyakov L.A. Parameters of curvilinear movement of special vehicles. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2017. No 5, pp. 22–23 (in Russ.).
7. Tatarchuk G.M. The study of the components of the resistance to the rotation of the caterpillar tractor using a torque link. Traktory i sel'hozmashiny. 1958. Vol. 2, pp. 5–7 (in Russ.).
8. Vyaznikov M.V. Implementation of the theory of combined friction in the preparation of a mathematical model of the curved motion of a tracked vehicle. Nauka i obrazovanie. 2014. No 12, pp. 279–290 (in Russ.).
9. Opejko F.A. Kolesnyj i gusenichnyj hod [Wheel and caterpillar vehicles]. Minsk: ASN BSSR Publ., 1960. 228 p.
10. Opejko F.A. Matematicheskaya teoriya treniya [Mathematical theory of friction]. Minsk: ASKH BSSR Publ., 1971. 149 p.

11. SHiller N.N. Notes on the equilibrium of a solid under the action of friction on some flat part of its surface. Trudy otsteleniya fizicheskikh nauk obshchestva lyubitelej estestvoznanija. 1892. No 5 (1), pp. 17–19 (in Russ.).
12. ZHukovskij N.E. The equilibrium condition for a solid body resting on a fixed plane with a certain platform and able to move along this plane with friction. Trudy otsteleniya fizicheskikh nauk obshchestva lyubitelej estestvoznanija. 1897. No 9 (1), pp. 339–354 (in Russ.).
13. Alyab'ev A.F., Kalinin S.YU. Tractor track soil interaction model. Lesnoj vestnik. 2016. No 20 (2), pp. 173–178 (in Russ.).
14. Berestov E.I., Kulabuhov A.V., Pechkovskaya O.E. The study of soil destruction by tracks of caterpillar vehicles. Mekhanizaciya stroitel'stva. 2014. No 10, pp. 21–25 (in Russ.).
15. Berestov E.I., Kulabuhov A.V. Increasing the adhesion of tracked vehicle propellers with soil. Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 2010. No 5, pp. 50–56 (in Russ.).
16. Misirov M.H., Kankulova F.H. Determination of conditions for breaking by separation and shear when cutting soils and ground with a wedge. AgroEkoInfo. 2018. No 1 (31), pp. 36 (in Russ.).
17. Sokolov V.V. Approximation of the tractor slip curve. Vestnik AlGAU. 2018. No 9 (167), pp. 165–170 (in Russ.).
18. Pozin B.M. Voprosy metodologii v teorii tyagovoj harakteristiki traktora [Methodological issues in the theory of tractor traction characteristics], Chelyabinsk: CHGAA Publ., 2006. 123 p.
19. Kacygin V.V. Patterns of soil resistance to compression. Mekhanizaciya i elektrifikaciya socialisticheskogo sel'skogo hozyajstva. 1962. No 4, pp. 28–31 (in Russ.).
20. Zapol'skij V.P. Issledovaniya scepnyh svojstv i obosnovanie parametrov trakov gusenichnyh dvizhitelej: dis. ... kand. tekhn. nauk [Studies of coupling properties and justification of the parameters of tracks of caterpillar propellers: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Minsk, 1971. 160 p.
21. Troyanovskaya I.P. Interaction of the caterpillar propeller with the ground on the turn. Traktory i sel'hozmashiny. 2007. No 12, pp. 19–20 (in Russ.).

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В МОБИЛЬНОЙ МАШИНЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАВНОСТИ ХОДА

STUDY OF THE INFLUENCE OF OSCILLATORY PROCESSES IN A MOBILE VEHICLE ON THE RUNNING SMOOTHNESS CHARACTERISTICS

С.А. ПАРТКО, к.т.н.
Л.М. ГРОШЕВ, д.т.н.
А.Н. СИРОТЕНКО, к.т.н.

ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», Ростов-на-Дону, Россия,
parlana@rambler.ru

S.A. PARTKO, PhD in Engineering
L.M. GROSHEV, DSc in Engineering
A.N. SIROTENKO, PhD in Engineering

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia,
parlana@rambler.ru

Рассмотрен вопрос оптимизации динамических характеристик мобильной машины в зависимости от условий работы. Решение задач оптимизации проводилось с учетом случайного характера динамических нагрузок. Задача преобразования входного воздействия на элементы мобильной машины решалась в детерминированном аспекте с применением интегрированных критериев. В качестве меры точности введенных критериев использовалось среднеквадратическое отклонение. Минимальные значения вертикальных реакций на башмаках жатки определялась дисперсией ее колебаний, с учетом спектральной плотности неровностей агрофона. Установлено, что частотные характеристики башмаков жатки зависят и от вертикальных и продольно-угловых колебаний молотилки комбайна. Представлены критерии оптимальности для оценки рассеивания колебательных параметров машин от внешних воздействий. Обобщенный критерий оптимизации определялся исходя из независимости целевых функций и максимального квантиля нормального распределения, что позволило, в вероятностном аспекте, оценить эффективность оптимизации для сельскохозяйственных машин широкого спектра применения. Локальный оптимум определялся выражением целевых функций через элементарные функции, с учетом статистических параметров и характера распределения случайной величины. Оптимальная передаточная функция определялась исходя из минимального значения среднеквадратического отклонения целевой функции с учетом переменных по Фурье. Определение локального оптимума проведено графоаналитически по целевой функции плавности хода и по вероятностному критерию. Определено оптимальное значение относительного коэффициента затухания вертикальных колебаний корпуса молотилки, и установлена не только причина его минимизации, но и вероятность превышения допустимого уровня вибраций. Представлен метод определения передаточной функции для прогнозирования плавности хода комбайна. Оценены возможности предложенного метода оптимизации.

Ключевые слова: дисперсия, спектральная плотность, передаточная функция, линейное программирование, функция цели, вероятность, коэффициент вариации, квантиль распределения.

The issue of optimizing the dynamic characteristics of a mobile vehicle depending on the operating conditions is considered. The optimization problems were solved taking into account the random nature of dynamic loads. The task of transforming the input effect on the elements of the mobile machine was solved in a deterministic aspect using integrated criteria. As a measure of the accuracy of the introduced criteria, the standard deviation was used. The minimum values of vertical reactions on the header shoes were determined by the dispersion of its oscillations, taking into account the spectral density of the irregularities of the agricultural background. It was found that the frequency characteristics of the header shoes also depend on the vertical and longitudinal-angular vibrations of the combine separator. Optimality criteria are presented for assessing the dispersion of vibrational parameters of vehicles from external influences. The general optimization criterion was determined based on the independence of the objective functions and the maximum quantile of the normal distribution, which allowed, in a probabilistic aspect, to evaluate the optimization efficiency for agricultural machinery with a wide range of applications. The local optimum was determined by the expression of objective functions in terms of elementary functions, taking into account statistical parameters and the nature of the distribution of a random variable. The optimal transfer function was determined based on the minimum value of the standard deviation of the objective function taking into account the Fourier variables. The determination of the local optimum was carried out graphoanalytically by the objective function of smoothness and by the probabilistic criterion. The optimal value of the relative attenuation coefficient of vertical oscillations of the separator body was determined, the reason for its minimization and the probability of exceeding the permissible vibration level were established. A method for determining the transfer function to predict the smoothness of the combine is presented. The possibilities of the proposed optimization method are estimated.

Keywords: dispersion, spectral density, transfer function, linear programming, target function, probability, coefficient of variation, quantile of distribution.

Введение

На динамические характеристики машины влияют многочисленные факторы: навесное оборудование [1, 2]; рабочие органы [3–5]; конструкция ходовой части [6–10]; микрорельеф агрофона [7–9]. Для таких динамических систем, как зерноуборочные комбайны, в качестве критерия используется целевая функция, характеризующая начальное и конечное состояние объекта. Если одному из показателей придать большую значимость, чем другим, то вводится коэффициент веса в соответствующих слагаемых [11–13].

В вариационном исчислении рассматриваются задачи в зависимости от вида функционала, который определяют для конкретного случая. Достоинство критерия в том, что он характеризует не только конечное состояние системы, но и процесс перехода от начального состояния к конечному. В ряде случаев критерий представляет собой простую математическую структуру, что облегчает задачу оптимизации [13].

Известные задачи Больца, Майера и Лангранжа при конкретных исследованиях имеют вид скалярных произведений принятого функционала на векторы, определяющие состояние системы в момент окончания процесса оптимизации [11].

В практике оптимизации встречаются задачи, в которых процесс достижения максимума функционала требует определение дополнительных ограничений. Если в системах, представленных для осуществления преобразований над входным детерминированным воздействием, применяется интегрированный критерий, то задача решается в детерминированном аспекте [12–14].

Решение задач в вероятностной постановке производится в том случае, когда функция является случайным процессом. Наиболее простой мерой точности в этом случае может быть среднеквадратическая ошибка. Примером использования метода оптимизации в детерминированном аспекте является оптими-

зация плавности хода жатки зерноуборочного комбайна. В качестве исходных параметров задается жесткость шин колес, подвески молотилки и торсиона жатки.

Цель исследований

Разработать метод описания динамических характеристик мобильной машины в зависимости от различных условий эксплуатации и предложить эффективные пути их оптимизации.

Материалы и методы

Для нахождения минимальных значений вертикальных реакций на башмаках жатки определена дисперсия колебаний жатки:

$$D_R = 2 \int_0^{\omega_{\max}} W_R(i\omega)^2 S_h(\omega), \quad (1)$$

где $S_h(\omega)$ – спектральная плотность неровностей поверхности поля (определенная из экспериментов [1, 9, 14]); $W_R(i\omega)$ – передаточная функция вертикальных реакций под башмаками жатки при возбуждении от поверхности неровности поля.

Для определения максимума выражения (1) использовалось линейное программирование в среде MathCAD [15]. С помощью табл. 1 были определены начальные приближения исходных параметров. Это позволило получить функцию цели:

$$L = \sum_{j=1}^6 D_R(c_1, c_2, c_3, k_1, k_2, k_3) \Rightarrow \min. \quad (2)$$

С помощью решаемого блока были определены значения параметров (по программе Minimaze), при помощи которых нашли исходные значения ($c_1, c_2, c_3, k_1, k_2, k_3$), при которых функция цели получила минимальные значения. В решающем блоке определены также все ограничения согласно табл. 1.

Представленные материалы позволили заключить, что частотные характеристики башмаков зависят не только от параметров жатки, но и от вертикальных и продольно-угловых колебаний молотилки.

Таблица 1

Исходные параметры при составлении функции цели

Суммарная радиальная жесткость шин, Нм ⁻¹ ·10 ³	Коэффициент сопротивления колебаний, Нсм ⁻¹ ·10 ³
$c_1 = 2,3$	$k_1 = 1,0$
$c_2 = 1,2$	$k_2 = 1,0$
Приведенная жесткость торсиона $c_3 = 1,0$	$k_3 = 0,5$

Таблица 2

Оптимизированные параметры

Суммарная радиальная жесткость шин, Нм ⁻¹ ·10 ³	Коэффициент сопротивления колебаний Нсм ⁻¹ ·10 ³
$c_1 = 2,27$	$k_1 = 1,45$
$c_2 = 1,44$	$k_2 = 1,43$
Приведенная жесткость торсиона $c_3 = 0,96$	$k_3 = 0,45$

Параметры системы представлены в табл. 2. С помощью программы Minimaze получено поле оптимизации. Из таблицы 2 видно, что примененные параметры близки к оптимальным.

Зависимость рассеивания колебательных параметров машин от внешних воздействий целесообразно, в вероятностном аспекте, оценивать критериями оптимальности. Опишем критерий оптимальности минимумом вероятности P :

$$P\{D_R > [D_R]\} = \min; P\{D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]\} = \min, \quad (3)$$

где $D_R = \sum_i \bar{\sigma}_{R_i}^2$ – дисперсия нагрузки на башмаках жатки; $D_{\ddot{z}} = \sum_i \bar{z}_i^2$ – целевая функция плавности хода, или дисперсия ускорений колебаний корпуса молотилки комбайна; $[D_R], [D_{\ddot{z}}]$ – допускаемые значения целевых функций.

Для оптимизации колебательных параметров комбайна необходимо задаться такими параметрами, при которых квантиль нормального распределения был бы максимальным ($u_p = \max$) [11]. Вероятность P , соответствующую максимальному квантилю u_p , $P(u_p = \max)$, можно представить в виде: $1 - P(u_p = \max) = \min$. По вероятности $1 - P(u_p = \max)$, с учетом рассеивания динамических характеристик при различных режимах эксплуатации, можно оценить эффективность оптимизации для сельскохозяйственных машин широкого спектра применения.

С учетом выше сказанного справедливо следующее условие:

$$P\{D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]\} = \min. \quad (4)$$

Считаем, что целевые функции независимы. Для принятых условий обобщенный критерий эффективности оптимизации ходовой системы комбайна представим выражением:

$$u_p = \frac{1}{V_R} \left\{ \frac{D_p}{\bar{D}_R} - 1 \right\} + \frac{1}{V_{\ddot{z}}} \left\{ \frac{D_{\ddot{z}}}{\bar{D}_{\ddot{z}}} - 1 \right\} = \max, \quad (5)$$

здесь $\bar{D}_R, \bar{D}_{\ddot{z}}$ – математические ожидания рассеивания целевых функций; $V_R, V_{\ddot{z}}$ – коэффициенты вариации независимых целевых функций.

Условие обобщенного критерия оптимальности запишем в следующем виде:

$$P\{D_R > [D_R]; D_{\ddot{z}} > [D_{\ddot{z}}]\} = \min. \quad (6)$$

Для определения локального оптимума введем элементарную случайную функцию. Выразим целевую функцию плавности хода как элементарную случайную функцию:

$$D_{\ddot{z}} = \bar{D}_{\ddot{z}} \cdot \varepsilon, \quad (7)$$

где $\bar{D}_{\ddot{z}}$ – математическое ожидание неслучайной целевой функции; ε – нормально распределенная случайная величина.

Среднее значение случайной величины $\varepsilon = 1$; с учетом этого справедливо выражение:

$$\varepsilon = 1 + u_p \cdot V_{\ddot{z}},$$

где $V_{\ddot{z}}$ – коэффициент вариации вертикальных ускорений корпуса молотилки.

Найдем оптимальную передаточную функцию $\Phi(i\omega)$, которая обеспечивает минимальные значения среднего квадрата отклонения:

$$\bar{\varepsilon}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} [h(t) - q(t)]^2 dt, \quad (8)$$

где $h(t)$ – требуемое изменение целевой функции D_R ; $q(t)$ – возможное изменение целевой функции D_R .

Представим обобщенную координату $Z_R(t)$ в следующем виде:

$$Z_R(S) = \Phi_{12}(S)q_1(S) + \Phi_{22}(S)q_2(S). \quad (9)$$

С учетом запаздывания возмущений формула (9) будет иметь вид:

$$Z_R(S) = \Phi_{12}(S)q(S) + \Phi_{22}(S)e^{-ST} \cdot q(S), \quad (10)$$

где T – запаздывание возмущений от управляемых колес.

Передаточная функция, обеспечивающая минимум квадрата ошибки, с учетом переменных по Фурье, имеет вид:

$$\Phi(i\omega) = \frac{1}{2\pi\psi(i\omega)} \int_0^\infty e^{-i\omega T} \int_{-\infty}^\infty \frac{S_{hQ}(i\omega)}{\psi(i\omega)} e^{i\omega T} d\omega, \quad (11)$$

где $S_{hQ}(i\omega)$ – взаимная спектральная плотность входного и требуемого выходного воздействия; $\psi(i\omega)$ – вспомогательная функция.

Представленный метод определения передаточной функции использовался для прогнозирования плавности хода комбайна по его целевой функции плавности.

Результаты и обсуждение

Характер целевой функции $D_{\ddot{z}}$ для транспортного режима представлен на рис., а. По графику определим оптимальное значение относительного коэффициента затухания вертикальных колебаний корпуса молотилки ψ . Причина его минимизации – потери энергии колебаний в шинах ходовых колес машины. Значение оптимума ψ_{opt} показано на графике. Согласно санитарным нормам, ограничивающим вибрации на рабочем месте комбайнов, из условия $\dot{Z}_{max} \leq 0,2q$ зададимся $[D_{\ddot{z}}] = 4 \frac{M^2}{c^4}$ и перейдем к вероятностному критерию $1 - P(u_p = \max)$. На рис., б изображены следующие зависимости: квантиль u_p (кривая 1); вероятность $1 - P(u_p)$ (кривая 2). Анализ представленных графических зависимостей (рис., б) и оптимального значения коэффициента затухания вертикальных колебаний корпуса молотилки ψ_{opt} выявил, что превышение допустимого уровня вибраций имеет вероятность $1 - p(u_p = \max) = 0,38$. Это указывает на то, что локальная оптимизация только по коэффициенту ψ не эффективна, так как при $\psi = \psi_{opt}$ уже у 38 % машин действительная целевая функция $D_{\ddot{z}}$ превысит допускаемую $[D_{\ddot{z}}]$, что будет отвечать уже другому условию: $\dot{Z}_{max} > q$.

Оптимальную передаточную функцию подрессоривания молотилки $\ddot{Z}(t)$, в зависимости

от допускаемых вертикальных ускорений рабочего места механизатора, можно получить из формулы (11):

$$\ddot{Z}(t) = Vq(t),$$

где V – коэффициент подрессоривания, $V < 1$.

Выводы

Применение рассмотренных методов оптимизации в детерминированном аспекте:

- не позволяет решить вопрос оптимизации всего парка машин;
- позволяют оценить эффективность оптимизации и установить процент машин, которые имеют оптимальные колебательные параметры.

Литература

1. Грошев Л.М., Партко С.А., Сиротенко А.Н. Влияние продольно-угловых колебаний молотилки зерноуборочного комбайна на плавность хода жатки // Вестник донского гос. техн. ун. 2017. Т. 17. № 2 (89). С. 131–135.
2. Жаров В.П. Динамика и моделирование транспортно-технологических машин для сельского хозяйства // Вестник Донского гос. техн. ун-та. 2011 Т. 11. № 9 (60). С. 1586–1589.
3. Антибас И.Р., Савостина Т.П., Саед Б.И. Влияние параметров молотильно-сепарирующего устройства на обмолот // Вестник Донского гос. техн. ун-та. 2017. Т. 17. № 2 (89). С. 108–115.
4. Вислоусова И.Н., Лесняк О.Н. Моделирование динамики механизма очистки зерноуборочного комбайна с учетом нелинейности системы // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сборник статей 10 международной научно-практической конференции 1–3 марта 2017 г., г. Ростов-на-Дону: в рамках 20-й международной агропромышлен-

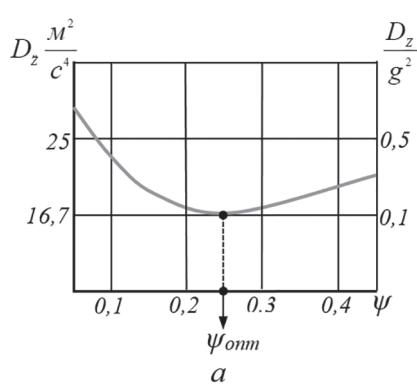
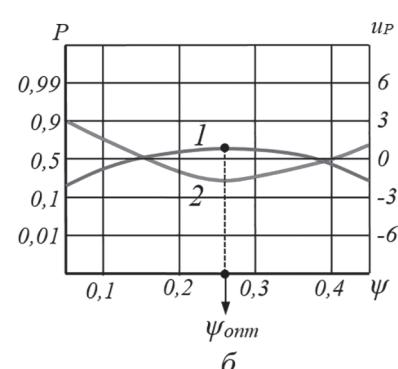


Рис. Определение локального оптимума:
а) по целевой функции плавности хода; б) по вероятностному критерию



- ной выставки «Интерагромаш-2017»: Ростов н/Д, 2017. С. 61–65.
5. Вислоусова И.Н., Котов В.В., Михалев А.И. Определение характеристик внутренних силовых воздействий нелинейных динамических систем методом спектральных представлений // Сборник научных трудов научно-методической конференции, посвященной проблемам импортозамещения в АПК РФ (г. Ростов-на-Дону, г. Зерноград, п. Дивноморское, 11–17 сентября, 2016 г.). Ростов-на-Дону. Зерноград: СКНИИМЭСХ. 2016. С. 179 – 183.
 6. Troyanovskaya I., Ulanov A., Zhakov A., Voinash S. Friction Forces at the Wheel's Contact with the Ground in a Turning Vehicle // Tribology in Industry. Vol. 41. No. 2, pp. 166–171.
 7. Партко С.А. Оптимизация колебательных параметров ходовой системы уборочного комбайна // Вестник Донского гос. техн. ун-та. 2008. Т. 8. № 2 (37). С. 141–144.
 8. Партко С.А. О чувствительности к синхронизации и захватыванию колебаний привода колес и корпуса мобильных машин АПК // Современные технологии в машиностроении: сб. ст. XV международной научно-технической конференции. Пенза, 2011. С. 105–107.
 9. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271). С. 67–74.
 10. Грошев Л.М., Партко С.А., Сиротенко А.Н., Дьяченко А.Г. Сравнение параметров разгона мобильной машины с механическим и гидромеханическим приводом // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы 6-й Междунар. науч.-практ. конф.: в рамках 16-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2013». Ростов-на-Дону, 2013. С. 74–76.
 11. Лурье А.В. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. М.: Колос, 1981. 382 с.
 12. Грошев Л.М., Партко С.А. Влияние вариации массово-геометрических и упруго-диссипативных характеристик мобильного агрегата на его динамическую нагруженность // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. статей 10-й междунар. науч.-практ. конф. в рамках 20-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2017». Ростов-на-Дону, 2017. С. 39–41.
 13. Грошев Л.М., Партко С.А., Сиротенко А.Н. Применение методов математического моделирования при исследовании динамики корпусов мобильных сельскохозяйственных машин // Научное обозрение. 2016. № 23. С. 92–95.
 14. Партко С.А., Грошев Л.М., Сиротенко А.Н., Войнаш С.А. Особенности спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешних воздействий // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 2. С. 56–60.
 15. Грошев Л.М., Партко С.А., Луконин А.Ю. Расчет случайных колебаний корпуса зерноуборочного комбайна класса «Дон»: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012614015. № 2012611617; заявл. 07.03.2012; зарег. 28.04.2012.

References

1. Groshev L.M., Partko S.A., Sirotenko A.N. The influence of longitudinal and angular oscillations of the separator of a combine harvester on the smoothness of the header. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2017. Vol. 17. No 2 (89), pp. 131–135 (in Russ.).
2. ZHarov V.P. Dynamics and modeling of transport-technological machines for agriculture. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2011. Vol. 11. No 9(60), pp. 1586–1589 (in Russ.).
3. Antibas I.R., Savostina T.P., Saed B.I. The influence of the parameters of the separating device on threshing. Vest-nik Donskogo gos. tekhn. un-ta. 2017. Vol. 17. No 2 (89), pp. 108–115 (in Russ.).
4. Vislousova I.N., Lesnyak O.N. Modeling the dynamics of the cleaning mechanism of a combine harvester taking into account the nonlinearity of the system. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashi-nostroeniya: Sbornik statej 10 mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii 1–3 marta 2017 g., g. Rostov-na-Donu. V ramkah 20-j mezhdunarodnoj agropromyshlennoj vystavki «Interagromash-2017» [State and prospects of development of agricultural engineering: Collection of articles of the 10th International Scientific and Practical Conference, March 1-3, 2017, Rostov-on-Don. In the framework of the 20th international agricultural exhibition "Interagromash-2017."], Rostov n/D, 2017, pp. 61–65 (in Russ.).
5. Vislousova I.N., Kotov V.V., Mihalev A.I. Characterization of internal force effects of nonlinear dynamic systems by the method of spectral representations. Sbornik nauchnyh trudov nauchno-metodicheskoi konferencii, posvyash-chenoj problemam importozameshcheniya v APK RF (g. Rostov-na-Donu, g. Zernograd, p. Divnomor-

- skoe, 11–17 sentyabrya, 2016 g.) [The collection of scientific works of the scientific and methodical conference devoted to the problems of import substitution in the agro-industrial complex of the Russian Federation (Rostov-on-Don, Zerno-grad, Divnomorskoye, September 11–17, 2016)]. Rostov-na-Donu. Zernograd: SKNIIMESKH. 2016, pp. 179–183 (in Russ.).
6. I. Troyanovskaya, A. Ulanov, A. Zhakov, S. Voinash. Friction Forces at the Wheel's Contact with the Ground in a Turning Vehicle. *Tribology in Industry*. vol. 41, no. 2. pp. 166–171 (in Russ.).
 7. Partko S.A. Optimization of the vibrational parameters of the combine harvester undercarriage system. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2008. Vol. 8. No 2 (37), pp. 141–144 (in Russ.).
 8. Partko S.A. Sensitivity to synchronization and capturing of vibrations of the wheel drive and the housing of mobile agricultural machinery. *Sovremennye tekhnologii v mashinostroenii*. Sb. st. XV mezhdunarodnoj nauchno-teknicheskoy [Modern technologies in mechanical engineering. Collectin of articles of V International Scientific and Technical Conference]. Penza, 2011, pp. 105–107 (in Russ.).
 9. Sirotin P.V., Sapgin A.G., Zlenko S.V. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна. *Trudy NAMI*. 2017. No 4 (271), pp. 67–74 (in Russ.).
 10. Groshev L.M., Partko S.A., Sirotenko A.N., D'yachenko A.G. Comparison of acceleration parameters of a mobile vehicle with a mechanical and hydromechanical drive. *Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya: materialy 6-j Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., v ramkah 16-j Mezhdunar. agroprom. vystavki «Interagromash-2013»* [State and prospects of development of agricultural engineering: Collection of articles of the 6th International Scientific and Practical Conference. In the framework of the 16th international agricultural exhibition "Interagromash-2013"]. Rostov-na-Donu, 2013, pp. 74–76 (in Russ.).
 11. Lur'e A.V. *Statisticheskaya dinamika sel'skohozyajstvennyh agregatov* [Statistical dynamics of agricultural aggregates]. Moscow: Kolos Publ., 1981. 382 p.
 12. Groshev L.M., Partko S.A. The effect of variations in mass-geometric and elastic-dissipative characteristics of a mobile unit on its dynamic loading. *Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya: sb. statej 10-j mezhdunar. nauch.-prakt. konf. v ramkah 20-j Mezhdunar. agroprom. vystavki «Interagromash-2017»* [State and prospects of development of agricultural engineering: Collection of articles of the 10th International Scientific and Practical Conference. In the framework of the 20th international agricultural exhibition "Interagromash-2017"]. Rostov-na-Donu, 2017, pp. 39–41 (in Russ.).
 13. Groshev L.M., Partko S.A., Sirotenko A.N. Application of mathematical modeling methods in the study of the dy-namics of the bodies of mobile agricultural machinery. *Nauchnoe obozrenie*. 2016. No 23, pp. 92–95 (in Russ.).
 14. Partko S.A., Groshev L.M., Sirotenko A.N., Vojnash S.A. Features of the spectra of loads on the units of mobile agricultural machinery in the field under the delay of external influences. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2019. No 2, pp. 56–60 (in Russ.).
 15. Groshev L.M., Partko S.A., Lukonin A.YU. Raschet sluchajnyh kolebanij korpusa zernouborochnogo kombajna klassa «Don». [Calculation of random vibrations of the body of the “Don” class combine harvester]. Svidetel'stvo o gosudarstvennoj registraci programmy dlya EVM. No 2012614015. No 2012611617; zayavl. 7.03.2012; zareg. 28.04.2012.

ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА СПОСОБА СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПА ИНЕРЦИАЛЬНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ

JUSTIFICATION AND DEVELOPMENT OF A METHOD FOR STABILIZING THE MOVEMENT OF GRAIN AND FORAGE HARVESTERS BASED ON THE PRINCIPLE OF INERTIAL DYNAMIC DAMPING

П.В. СИРОТИН, к.т.н.

Южно-Российский государственный политехнический
университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск,
Ростовская область, Россия, spv_61@mail.ru

P.V. SIROTIN, PhD in Engineering

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI),
Novocherkassk, Russia, spv_61@mail.ru

Обоснована необходимость стабилизации движения зерно- и кормоуборочных комбайнов как одного из основных направлений повышения производительности рассматриваемого класса транспортно-технологических машин. Показано, что современный комбайн можно представить в виде двухмассовой модели, включающей корпус и адаптер, что позволяет организовать между ними управляемую принудительную подвижность, формирующую реактивные силомоментные составляющие, управляемыми которыми можно обеспечить заданный уровень плавности хода комбайна. Приведена расчетная схема, определен примерный компонентный состав системы и дано описание рабочего процесса при стабилизации продольно-угловых колебаний корпуса самоходного комбайна. На основе ранее разработанных автором математической и имитационной моделей комбайна проведено моделирование его движения по грунтовой дороге и асфальтобетонному шоссе с разными скоростями движения в исходном состоянии и при работающей системе стабилизации. На основе сопоставления спектральных плотностей углов продольного наклона корпуса кормоуборочного комбайна показана эффективность системы в части стабилизации движения. Эффективность работы системы подтверждена снижением действующих виброускорений на рабочем месте во всем нормированном частотном диапазоне. Приведены результаты оценки работоспособности системы. Показаны реализации углов поворота адаптера, обоснованы габаритные параметры и ограничения по условиям движения, допускающие перемещения адаптера по расчетным амплитудам поворота. Рассмотрены энергетические затраты на реализацию предлагаемого способа стабилизации. Показано, что для современного кормоуборочного комбайна система стабилизации движения потребует до 8 кВт мощности, что является незначительной долей в энергетической структуре комбайна. Сделаны выводы и определены направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: кормоуборочный комбайн, плавность хода, стабилизация движения, вибронагруженность, эффективность, работоспособность.

The necessity of stabilizing the movement of grain and forage harvesters as one of the main directions of increasing the productivity of the considered class of transport and technological machines is substantiated. It is shown that a modern combine can be represented in the form of two mass models, including a housing and an adapter, which allows you to organize controlled forced mobility between them, forming reactive torque components, controlling which can provide a given level of smoothness of the combine. The design scheme is given, an approximate component composition of the system is determined, and a description of the working process is given when stabilizing the longitudinal-angular vibrations of the self-propelled combine body. Based on the mathematical and simulation models of the combine previously developed by the author, modeling of its movement along a dirt road and asphalt concrete highway with different speeds in the initial state and with a working stabilization system was carried out. Based on a comparison of the spectral densities of the angles of longitudinal inclination of the housing of the forage harvester, the efficiency of the system in terms of stabilization of movement is shown. The efficiency of the system is confirmed by a decrease in the active vibration acceleration at the workplace in the entire normalized frequency range. The results of evaluating the health of the system are presented. The implementation of the adapter rotation angles is shown, the dimensional parameters and restrictions on the driving conditions that allow the adapter to move along the calculated rotation amplitudes are justified. The energy costs for the implementation of the proposed stabilization method are considered. It is shown that for a modern forage harvester, a motion stabilization system will require up to eight kW of power, which is an insignificant share in the energy structure of the combine. Conclusions are drawn and directions for further research are identified.

Keywords: forage harvester, smoothness of movement, stabilization of movement, vibration loading, efficiency, working capacity.

Введение

В настоящее время развитие аграрно-промышленного комплекса является одним из приоритетных направлений экономики страны и во многом определяется производительностью и эффективностью используемых машин и механизмов [1], в том числе зерноуборочных комбайнов (ЗУК) и кормоуборочных комбайнов (КУК), как одних из энергоемких технических объектов сельскохозяйственной отрасли. При движении в рабочих и транспортных режимах самоходные ЗУК и КУК воспринимают от опорной поверхности и рабочих механизмов силовые и кинематические возмущения широкого частотного диапазона [2, 3]. Действующие колебания приводят не только к дополнительному нагружению деталей и механизмов, но и формируют вибрационные нагрузки на операторов [4], создавая им дискомфортные или даже небезопасные условия труда [5]. Выделенные процессы приводят к необходимости увеличения массы несущих элементов [6], ухудшению безопасности движения, усложняют управление машиной, что в конечном счете снижает производительность машин.

Решить проблему виброзащиты оператора можно за счет применения виброзащитных устройств на путях распространения вибрации от силовых возмущений. Более сложной задачей является снижение кинематических возмущений, приводящих к галопированию (ярко выраженным продольно-угловым колебаниям) и подпрыгиванию (вертикальным колебаниям) комбайнов. В мировой практике конструирования самоходных машин такая задача решается за счет применения систем первичного подпрессоривания [7]. Однако к настоящему времени в мировом комбайностроении случаев применения таких систем в конструкциях ЗУК и КУК не было, что обусловлено сезонностью эксплуатации комбайнов, экономическими и др. причинами [8]. С учетом изложенного исследование динамики движения и разработка нетрадиционных технических средств и систем, обеспечивающих снижение динамических нагрузок на ЗУК и КУК, являются важнейшими научно-техническими задачами, способными решить современные и перспективные проблемы ведения эффективного и экологически безопасного агробизнеса.

Современные ЗУК и КУК имеют компоновку, предполагающую значительное смещение центра масса к передней оси, а также наличие

навесного рабочего органа (адаптера), масса которого достигает до 1/3 массы самой машины. На основе анализа конструкции и компоновки ЗУК и КУК предположено, что снизить негативные явления, связанные с галопированием комбайна, возможно путем приложения к его корпусу стабилизирующих усилий при принудительном повороте адаптера относительно корпуса машины [9].

Цель исследований

Разработка способа, обеспечивающего снижение динамических нагрузок на ЗУК и КУК и их операторов при движении с навесным адаптером, имеющим подвижность относительно корпуса. Оценка работоспособности и эффективности представленного способа стабилизации движения и подготовка практических рекомендаций по промышленному внедрению разработки.

Материалы и методы

Исследование проведено с помощью математической и соответствующей ей имитационной модели КУК RSM 2650 [10, 11]. Модель описывает динамику движения комбайна с учетом его массогабаритных характеристик, упруговязких связей, особенностей взаимодействия движителя с неровностями опорного основания и др. параметров. Допущено, что массы подпрессоренных элементов комбайна приведены к несущей системе, а опорное основание принимается недеформируемым. При моделировании динамики движения комбайна его корпус рассматривался как пространственная абсолютно жесткая конструкция. Связь между кинематическими параметрами и внешними возмущениями описана с помощью дифференциальных уравнений, составляющих математическую модель движения комбайна [10]. Моделирование проведено на неровном недеформируемом опорном основании типа «асфальто-бетонное шоссе» и «грунтовая дорога», для описания профиля которых использовались корреляционные функции, приведенные в известных работах [7, 12].

Разработка предложенного способа основана на анализе динамической модели и описании силомоментных связей между основными подвижными частями комбайна. Количественная оценка эффективности системы стабилизации проведена путем сравнения параметров движения и комфортности на рабочем месте, в качестве которых были приняты спектральная

плотность углов продольного наклона корпуса комбайна и вибронагруженность рабочего места. В качестве параметра вибронагруженности принято вертикальное виброускорение на рабочем месте оператора в первых пяти октавах. Имитационные замеры вертикальных виброускорений в кабине оператора на полу под сиденьем водителя проведены по ГОСТ 12.1.012.

Результаты и обсуждение

Рабочий процесс представленного способа стабилизации рассмотрим на примере КУК RSM 2650 с колесным движителем и его динамической модели (рис. 1), где: 1 – подвижная составная часть машины; 2 – исполнительный привод; 3 – корпус машины; 4 – датчики состояния машины; 5 – блок управления; C_k – положение центра масс корпуса машины; O – центр качания подвижной составной части машины 1; K, N – точки крепления исполнительного привода 2; ω_c – угловая скорость корпуса ТТМ относительно центра масс; ω_0 – угловая скорость при повороте подвижной составной части машины относительно центра качания O ; M_{dc} – стабилизирующий момент; P_u – активная сила, приложенная со стороны исполнительного привода к подвижной составной части машины при ее принудительном повороте относительно корпуса машины; R_u – сила реакции, действующая на корпус машины со стороны исполнительного привода при принудительном повороте подвижной составной части машины; l_2 – плечо действия активной силы P_u относительно центра масс корпуса машины C_k ; l_1 – плечо действия силы реакции R_u относительно центра масс корпуса машины C_k .

Подвижная составная часть машины 1 в виде навесного адаптера, расположенного спереди, имеет за счет исполнительного привода 2 и шарнирного соединения с корпусом машины 3 одну вращательную степень свободы относительно центра качания O . Представленный пример КУК RSM 2650 (рис. 1, а) рассмотрен как двухмассовая динамическая система, а указанное стабилизирующее усилие, действующее на корпус машины 3, может быть реализовано со стороны исполнительного привода 2 при повороте подвижной составной части машины 1 относительно центра качания O (рис. 1, б).

В случае движения комбайна по неровностям возникают продольно-угловые колебания корпуса 3, которые определяются угловой

скоростью продольно-угловых колебаний корпуса ω_c (рис. 1). При галопировании корпуса машины 3 сигналы от датчиков состояния комбайна 4, обладающих возможностью определения кинематических параметров движения корпуса машины 3 и передачи сигнала, подаются в блок управления, установленный с возможностью вычисления и передачи управляющего сигнала на исполнительный привод 2. Он, в свою очередь, обеспечивает принудительный поворот навесного оборудования 1 относительно корпуса машины 3 путем приложения активной силы P_u к точке крепления N управляющего исполнительного привода 2. Если подвижную составную часть 1 машины представить абсолютно твердым телом, то в соответствии с леммой Пуансо активная сила P_u переносится параллельно первоначальному положению и прикладывается к центру качания O подвижной составной части машины 1 (рис. 2). При этом в момент поворота подвижной составной части машины 1 на корпус машины 3 со стороны исполнительного привода 2 также действует сила реакция R_u , приложенная к точке крепления N управляющего исполнительного привода 2. Активная сила P_u и сила реакции R_u на соответствующих плечах l_1 и l_2 формируют относительно центра масс корпуса машины пару моментов, за счет разницы



а

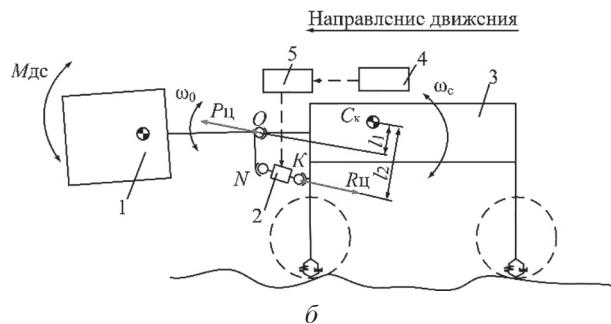


Рис. 1. Кормоуборочный комбайн RSM 2650 и его динамическая модель с системой стабилизации движения

которых обеспечивается формирование стабилизирующего момента M_{dc} . Величина и направление активной силы P_{Π} и силы реакции R_{Π} зависят от направления и кинематических параметров (угловой скорости ω_0 , углового ускорения) поворота подвижной составной части 1 относительно корпуса машины 3.

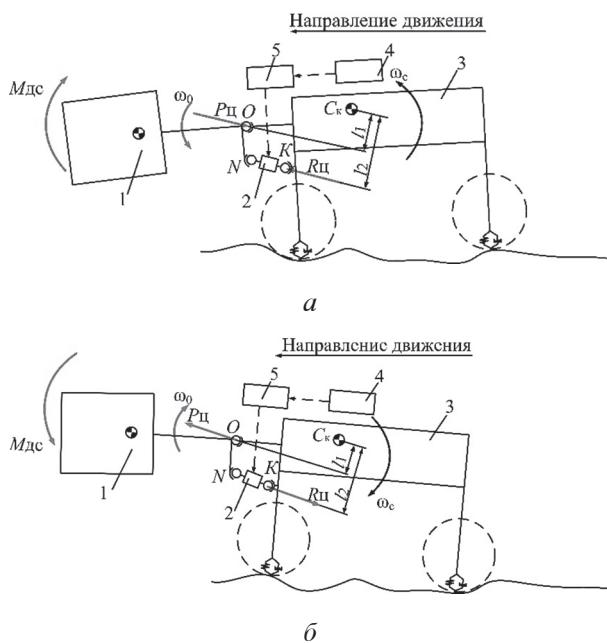


Рис. 2. Схема стабилизации ЗУК и КУК в случае крена корпуса вперед (а) и назад (б)

При крене корпуса машины 3 вперед (рис. 2) сигналы от датчиков состояния 4, обладающих возможностью определения кинематических параметров движения корпуса машины 3 и передачи сигнала, подаются в блок управления 5, установленный с возможностью вычисления и передачи управляющего сигнала на исполнительный привод 2. Он, в свою очередь, путем приложения активной силы P_{Π} к точке крепления N управляющего исполнительного привода 2 обеспечивает принудительный поворот подвижной составной части 1 относительно центра качания O против часовой стрелки с заданным уровнем угловой скорости ω_0 (рис. 2). Сила P_{Π} и реакция R_{Π} действуют навстречу друг другу и относительно центра масс на плечах l_1 и l_2 и формируют моменты сил с противоположными знаками. Однако из-за того, что сила действует на меньшее плечо, чем реакция R_{Π} , то суммарный динамический момент стабилизации M_{dc} действует в противоположном направлении поворота корпуса машины 3 и возвращает его в исходное

положением (рис. 2). В случае крена корпуса машины 3 назад (рис. 3) сигналы от датчиков состояния машины 4, обладающих возможностью определения кинематических параметров движения корпуса машины 3 и передачи сигнала, подаются в блок управления 5, установленный с возможностью вычисления и передачи управляющего сигнала на исполнительный привод 2. Исполнительный привод 2 обеспечивает поворот подвижной составной части машины 1 относительно центра качания O по часовой стрелке с заданной угловой скоростью ω_0 (рис. 3). В этот момент активная сила P_{Π} и сила реакции R_{Π} действуют в разные стороны, а момент, сформированный реакцией R_{Π} на плече l_2 , больше, чем $P_{\Pi}l_1$, в результате чего корпус машины возвращается в исходное положение от действия момента M_{dc} , направленного против часовой стрелки относительно центра масс корпуса машины C_k .

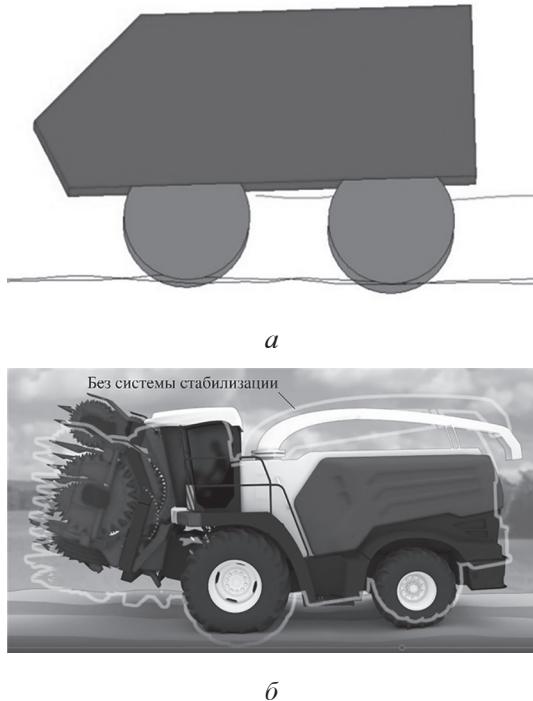


Рис. 3. Схематическая модель кормоуборочного комбайна RSM 2650 в Simulink (а) и его 3D-анимированная модель (б)

Таким образом, в результате принудительного поворота подвижной составной части 1 относительно центра качания O формируется сила реакции R_{Π} , действующая на корпус машины 3, и, как следствие, возникает стабилизирующий момент M_{dc} , действующий против направления углового перемещения корпу-

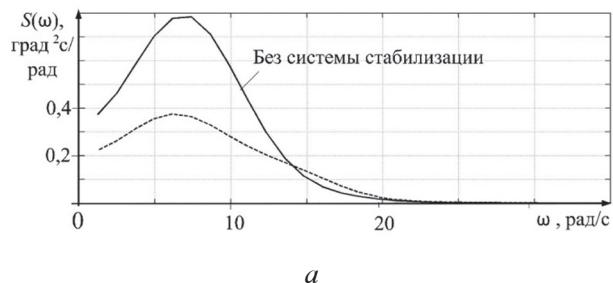
са машины и возвращающий его в исходное положение. Направление действия момента M_{dc} определяется направлением поворота подвижной составной части машины 1 относительно центра качания O , а его величина зависит от массогабаритных свойств подвижной составной части машины и кинематических параметров поворота. Величина возможных стабилизирующих усилий будет определяться не только массогабаритными параметрами подвижной составной части машины 1, но и кинематическими параметрами ее поворота относительно корпуса машины 3 с помощью исполнительного привода 2. В качестве исполнительного привода 2 для поворота подвижной составной части машины 1 может быть применен гидравлический, электромеханический, пневматический или др. типы привода.

Таким образом, при реализации описанного способа стабилизация движения достигается за счет того, что при движении комбайна с помощью исполнительного привода создаются стабилизирующие усилия, действующие на его корпус. Для создания стабилизирующих усилий с помощью исполнительного привода формируется активная сила с возможностью поворота подвижной составной части машины относительно ее корпуса и сила реакции, действующая на корпус машины. При этом указанная активная сила и сила реакция создают относительно центра масс корпуса машины противоположно направленные врачающие моменты с плечами разной величины, разница которых обеспечивает формирование стабилизирующего момента, действующего против направления углового перемещения корпуса машины с возвращением его в исходное положение.

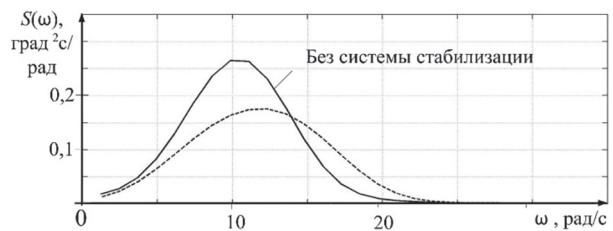
С помощью разработанных и верифицированных ранее математической и имитационной моделей движения КУК [10] проведены теоретические исследования, обосновывающие эффективность и работоспособность предложенного способа стабилизации движения. На рис. 3 показан результат анимации моделирования КУК в среде Simulink и его 3D-анимированная модель. В случае движения КУК с жестким соединением адаптера с корпусом комбайна последний имеет существенные крены (рис. 3, б), движение сопровождается отрывом управляемых колес от опорной поверхности. При включении системы стабилизации крены корпуса КУК заметно уменьшаются,

отрывов колес практически не происходит. Больший эффект достигается при движении по грунтовым дорогам.

Оценка эффективности разработанного способа стабилизации движения проведена путем сопоставления спектральных плотностей углов продольного наклона корпуса $S(\omega)$ и вибонагруженности рабочего места, рассчитанных в соответствии с работой [7], для комбайнов без системы стабилизации (исходное состояние) и при ее включении. На построенных графиках спектральной плотности углов продольного наклона корпуса КУК при прямолинейном движении по грунтовым дорогам со скоростью 5 км/ч (рис. 4, а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (рис. 4, б) видно, что стабилизация корпуса по предложенному способу позволяет снизить пикиевые значения параметра колебаний на 53÷125 %. При этом частота основной моды колебаний корпуса остается пропорциональной скорости движения КУК [2, 3].



а



б

Рис. 4. Спектральные плотности углов продольного наклона корпуса КУК при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б)

В результате имитационного моделирования отмечено, что работа системы стабилизации также снижает вибонагруженность рабочего места во всем нормируемом частотном диапазоне. В рассматриваемых режимах движения снижение вибрации по каждой из пяти первых октав составляет до 2 дБ (рис. 5). Гашение продольно-угловых колебаний корпуса снижает и раскачивание кабины, что позволит

применить виброизоляторы с пониженной угловой и боковой жесткостью и улучшить вибраакустическую защиту рабочего места оператора от действия вибрационных нагрузок со стороны технологических и рабочих органов [4].

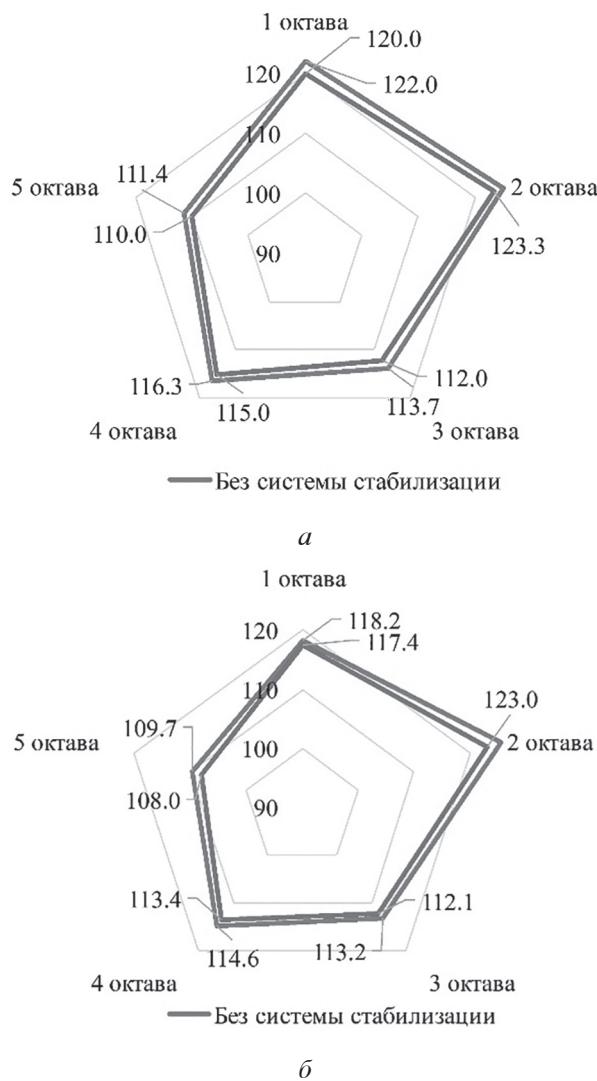


Рис. 5. Действующие уровни вертикальных вибраускорений в кабине оператора для КУК с адаптером при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б)

С целью оценки работоспособности системы стабилизации с помощью имитационного моделирования рассчитаны временные реализации угла поворота адаптера относительно корпуса (α) при работе системы (рис. 6). При движении по грунтовой дороге в случае крена корпуса назад поворот адаптера составляет до двух градусов (рис. 6, а). Для компенсации крена вперед адаптер поворачивался

до четырех градусов из-за одностороннего действия на него силы тяжести. Для стабилизации колебаний КУК при его движении по асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч требуется более интенсивное поворачивание адаптера как по частоте, так и по амплитуде перемещений. Так, если для компенсации крена корпуса назад требуется поворот адаптера на угол до двух градусов, то на обратной колебательной фазе – до восьми градусов. В целом в обоих рассматриваемых расчетных случаях колебания адаптера относительно корпуса происходят относительно заданного исходного положения с частотой, соответствующей моде продольно-угловых колебаний корпуса.

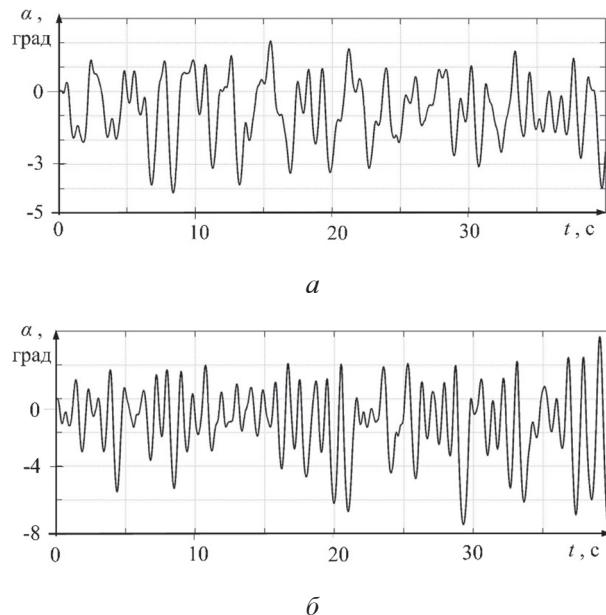


Рис. 6. Временные реализации угла поворота адаптера вокруг оси вращения при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б) с включенной системой стабилизации

В отличие от известных способов стабилизации движения, принцип работы которых основан на пассивном динамическом гашении колебаний машины [13], предложенный способ предполагает подведение и расходование мощности (N) на осуществление поворота подвижной части, для чего проведена оценка энергетических затрат на обеспечение стабилизации комбайна по предложенному способу. На основе имитационного моделирования установлено, что в установившемся режиме движения в рассматриваемых случаях требуется до 8 кВт мощности (рис. 7).

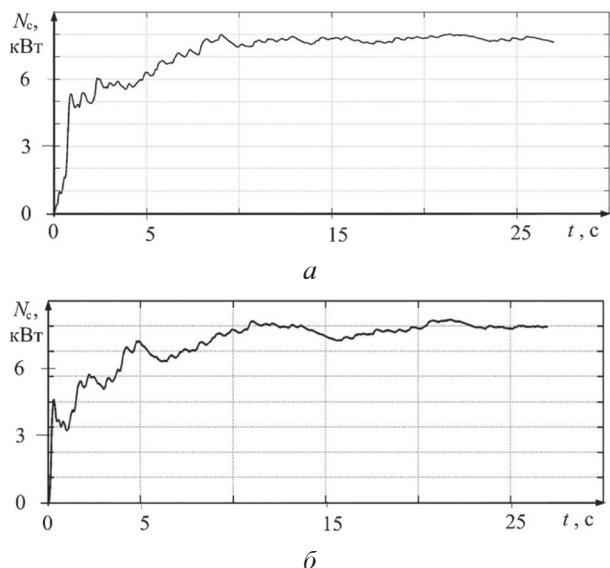


Рис. 7. Временные реализации мощности, затрачиваемой на управление при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б)

Более энергозатратным является движение по грунтовой дороге (рис. 7, а). Учитывая технические характеристики современных ЗУК и КУК, оснащенных силовыми установками мощностью до 700 кВт, определенные уровни энергозатрат на привод адаптера являются неизначительными в общей энергетической структуре комбайна и подтверждают техническую возможность реализации системы.

Проведенные ранее экспериментальные исследования [2, 3] показывают, что в реальных условиях эксплуатации пиковые нагрузки, сопровождающиеся отрывом колес и т.д., возникают случайно и носят единичных характер. Таким образом, в зависимости от требуемого уровня плавности хода и конструктивной прочности несущей системы при движении система стабилизации должна отрабатывать единичные ударные нагрузки. Поэтому в процессе эксплуатации комбайнов постоянной работы системы не требуется, а за счет алгоритмов управления можно организовать срабатывание привода подвижностью адаптера только при критических нагрузках, чем возможно дополнительно снизить энергетические расходы на привод. Описанный способ позволяет уменьшить динамические нагрузки, действующие на машину и ее оператора, за счет приложения на корпус ТТМ со стороны исполнительного привода, обеспечивающего подвижность составной подвижной части, стабилизирующих усилий и, как следствие, стабилизирующего момента.

Выводы

1. Развитие и изменение структуры сельхозпроизводства требует повышения производительности ЗУК и КУК, что может быть обеспечено за счет реализации новых технических решений в конструкции. В виду особенностей компоновки ЗУК и КУК для стабилизации их движения и уменьшения действующих нагрузок на несущую систему в них может быть реализован разработанный принцип стабилизации движения на основе инерциального динамического гашения колебаний.

2. Эффективность способа стабилизации обусловлена существенным улучшением параметров плавности хода и, соответственно, действующих динамических нагрузок на корпус, а также снижением вибронагруженности рабочего места оператора ЗУК и КУК. Достигнутый уровень плавности хода позволяет пересмотреть принципы проектирования несущей системы, системы подпрессоривания кабины и др. систем, что позволит создавать комбайны с меньшей массой, большей быстроходностью, повышенной комфортностью на рабочем месте и в конечном счете обеспечит возможность перехода к проектированию машин с принципиально новым уровнем производительности.

3. На основе проведенного теоретического исследования показана работоспособность приведенного способа стабилизации движения самоходных комбайнов с навесным адаптером. Реализация способа требует относительно небольших углов поворота адаптера и незначительных энергетических затрат на привод. Предполагаемая конструктивная схема системы стабилизации может быть реализована на основе существующей гидравлической системы подъема-опускания адаптера ЗУК и КУК, что позволит существенно снизить издержки на реализацию. Для более полного обоснования целесообразности внедрения разработанной системы требуется проведение дополнительных исследований и экономических расчетов.

Литература

- Бабкин К.А. Разумная промышленная политика или как нам выйти из кризиса. М.: 2008. 100 с.
- Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference «Dynamic of Technical Systems»

- (DTS-2018). September 12–14, 2018. Rostov-on-Don, Russian Federation. MATEC Web of Conferences. Volume 226 (2018). 2018.
3. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ – 2017. № 4 (271). С. 67–74.
4. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ вибраакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные научноемкие технологии. Региональное приложение. 2018. № 1 (53). С. 113–121.
5. Muhammet KESKİN Yunus Emre ŞEKERLİ. An Evaluation of Combine Harvester Accidents in Turkey. Keskin ve Şekerli, 2018 | МКБ Ziraat Fakultesi Dergisi, 23(2):137-147. ISSN:1300-9362 23(2):137-147 (2018).
6. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. М.: 1998. 368 с.
7. Проектирование полноприводных колесных машин: учеб. для вузов: В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
8. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Предпосылки создания комплексной системы горизонтирования и подпрессоривания остова зерноуборочных комбайнов // Тракторы и сельхозмашини. 2017. № 11. С. 21–29.
9. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Способ стабилизации движения самоходных транспортно-технологических машин: патент № 2708404 Российской Федерации; опубл. 19.02.2019, Бюл. № 34.
10. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Исследование динамики движения зерно- и кормоуборочных комбайнов методами математического и имитационного моделирования // Тракторы и сельхозмашини. 2019. № 1. С. 53–59.
11. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г. Исследование динамики движения самоходных кормоуборочных комбайнов методами имитационного моделирования // Одиннадцатая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России»: сборник докладов. 24–27 сентября 2018 г.; Союзмашистроителей России, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 842 с.
12. Жилейкин М.М., Падалкин Б.В. Математическая модель качения эластичного колеса по не-
- ровностям недеформируемого основания // Изв. вузов. Машиностроение. 2016. № 3. С. 24–29.
13. Корчагин П.В., Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: монография. Омск: СибАДИ, 2009. 195 с.

References

- Babkin K.A. Razumnaya promyshlennaya politika ili kak nam vyjti iz krizisa [Reasonable industrial policy or how we can get out of the crisis]. Moscow: 2008. 100 p.
- Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference “Dynamic of Technical Systems” (DTS-2018). September 12–14, 2018. – Rostov-on-Don, Russian Federation.; MATEC Web of Conferences Volume 226 (2018), 2018.
- Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental assessment of the smooth running of a self-propelled forage harvester. Trudy NAMI. 2017. No 4 (271), pp. 67–74 (in Russ.).
- Sirotin P.V., Lebedinskij I.YU., Kravchenko V.V. Analysis of vibro-acoustic loading of the workplace of operators of combine harvesters. Sovremennye naukoemkie tekhnologii. Regional'noe prilozhenie. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (in Russ.).
- Muhammet KESKİN Yunus Emre ŞEKERLİ. An Evaluation of Combine Harvester Accidents in Turkey. Keskin ve Şekerli, 2018. МКБ Ziraat Fakultesi Dergisi, 23 (2): 137–147. ISSN: 1300-9362 23(2): 137–147 (in Russ.) (2018)
- Rusanov V.A. Problema pereuplotneniya pochv dvizhitelyami i effektivnye puti ee resheniya [The problem of soil compaction by movers and effective ways to solve it]. Moscow: 1998. 368 p.
- Polunyana A.A. Proektirovanie polnoprivednyh kolesnyh mashin [Design of all-wheel drive vehicles: textbook. for universities]: ucheb. dlya vuzov: P79 V 3 t. T. 3 / B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, L.F. Zhelzgov i dr.; Pod red. A.A. Polunyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2008. 432 p.
- Sirotin P.V., Zhilejkin M.M., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Prerequisites for the creation of an integrated system of leveling and springing the frame of grain harvesters. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 11, pp. 21–29 (in Russ.).
- Patent RF 2019104661, 19.02.2019. Sposob stabilizacii dvizheniya samohodnyh transportno-tehnologicheskikh mashin [A method of stabilizing the movement of self-propelled transport and technolo-

- logical vehicles]. Patent Rossii No 2708404. 2019. Byul. 34. ZHilejkin M.M., Sirotin P.V.
10. ZHilejkin M.M., Sirotin P.V. The study of the dynamics of the movement of grain and forage harvesters by the methods of mathematical and simulation modeling. Traktory i sel'hozmashiny. 2019. No 1, pp. 53–59 (in Russ.).
11. Sirotin P.V., ZHilejkin M.M., Sapegin A.G. The study of the dynamics of the movement of self-propelled forage harvesters by simulation methods. Odinnadcataya Vserossijskaya konferenciya molodyh uchenykh i specialistov (s mezhdunarodnym uchastiem) «Budushchee mashinostroeniya Rossii» [Eleventh All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with international participation) “The Future of Russian Mechanical Engineering”]: sbornik dokladov. 24–27 sentyabrya 2018 g. Soyuz mashinostroitelej Rossii, Moskovskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet imeni N.E. Baumana. M: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2018. 842 p.
12. ZHilejkin M.M., Padalkin B.V. Mathematical model of rolling an elastic wheel according to unevenness of a non-deformable base. Izv. vuzov. Mashinostroenie, 2016. No 3, pp. 24–29 (in Russ.).
13. Korchagin P.V., Korchagina E.A., CHakurin I.A. Snizhenie dinamicheskikh vozdejstvij na operatora avtogradjadera v transportnom rezhime [Decrease in dynamic impacts on the operator of the grader in transport mode]. Monografiya. Omsk: SibADI Publ., 2009. 195 p.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕЛИЧИНЫ НАТЯГА, ОБРАЗУЮЩЕГОСЯ ПРИ СБОРКЕ ОБОДА И ДИСКА КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА

THE METHOD FOR DETERMINING THE AMOUNT OF INTERFERENCE FORMED DURING THE ASSEMBLY OF THE RIM AND DISK OF THE WHEEL OF AUTOMOBILE AND TRACTOR

Е.А. МАКСИМОВ, к.т.н.
Е.П. УСТИНОВСКИЙ, к.т.н.

ФГОУ Южноуральский государственный университет,
Челябинск, Россия, Maksimov50@mail.ru

Е.А. MAKSIMOV, PhD in Engineering
Е.П. USTINOVSKY, PhD in Engineering

FGOU the South Ural state university, Chelyabinsk, Russia,
Maksimov50@mail.ru

Система «диск» – обод является сложной конструкцией, обладающей многообразием свойств, которые до настоящего времени не изучены до конца. Колесо автомобиля представляет собой осесимметричную конструкцию, состоящую из обода и диска для крепления его к ступице. С одной стороны внешний диаметр диска (буртик) по окружности приваривается к внутреннему диаметру обода (полке), образуя жесткое неразъемное соединение. С другой стороны с помощью болтового соединения диск прикрепляется к ступице, образуя колесно-ступичный узел. Линия сборки обода и диска колеса грузового автомобиля состоит из следующих технологических операций: запрессовка диска в обод, сварка наружного шва, сварка внутреннего шва, очистка поверхности от сварочных брызг, пробивка вентильного отверстия, зачеканивание заусенцев на вентильном отверстии, контроль бieniaия. При запрессовке диска в обод необходимо знать величину натяга, а также распределение радиальных и тангенциальных напряжений.

Определение величины натяга является актуальной задачей, так как эта характеристика является основной при сборке обода и диска колеса. Установлено, что для радиальных напряжений наблюдается сжатие, наибольшая величина которых располагается на границе диска и обода; для тангенциальных напряжений наблюдается растяжение, наибольшая величина которых располагается на границе диска и обода. Расчеты показали, что для колеса с диаметром диска 400 мм и диаметром обода 300 мм при модуле упругости 2·104 МПа и давлении 600 МПа, натяг составляет 0,0865 мм.

Ключевые слова: запрессовка, диск, обод, колесо, натяг.

The disk-rim system is a complex structure with a variety of properties that have not yet been fully studied. The vehicle wheel is an axisymmetric structure consisting of a rim and a disk for attaching it to the hub. On the one hand, the outer diameter of the disk (flange) is welded around the circumference to the inner diameter of the rim (shelf), forming a rigid one-piece connection. On the other hand, using a bolted connection, the disk is attached to the hub, forming a wheel-hub assembly. The assembly line of the rim and wheel disk of a truck consists of the following technological operations: pressing the disk into the rim, welding the outer seam, welding the inner seam, cleaning the surface from welding spatter, punching the valve hole, curing burrs on the valve hole, and controlling the runout. When pressing the disk into the rim, it is necessary to know the amount of interference, as well as the distribution of radial and tangential stresses. Determining the amount of interference is an urgent task, since this characteristic is fundamental when assembling the rim and wheel disc. It was found that for radial stresses the compression is observed. Its largest value is located at the boundary of the disk and the rim. For tangential stresses the tension is observed. Its largest value is located at the boundary of the disk and the rim. Calculations showed that for a 400 mm wheel disk, a 300 mm wheel rim an elastic modulus is 2·104 MPa, a force modulus is 600 MPa, an interference fit is 0,0865 mm.

Keywords: pressing, disk, rim, wheel, interference.

Введение

Для создания современных автомобилей необходимо знать основные характеристики колес. Система диск-обод является сложной конструкцией, обладающей многообразием свойств, которые до настоящего времени не изучены до конца [1–4]. Для более полного выявления ресурса прочности, а также анализа опытных конструкций колес необходимо знать основные особенности их конструкций и работы (натяга при сборке обода и диска) [5, 6]. Однако в настоящее время имеется ограниченное количество работ, посвященных расчету натяга при сборке обода и диска [7].

Определение величины натяга является актуальной темой, так как эта характеристика является основной при сборке обода и диска колеса.

Известно, что колесо автомобиля представляет собой осесимметричную конструкцию, состоящую из обода и диска для крепления его к ступице. С одной стороны внешний диаметр диска (буртик) по окружности приваривается к внутреннему диаметру обода (полке), образуя жесткое неразъемное соединение. С другой стороны с помощью болтового соединения диск прикрепляется к ступице, образуя колесно-ступичный узел.

Цель исследований

Разработка методики определения величины натяга, образующегося при сборке обода и диска колеса автомобиля и трактора.

Материалы и методы

Определим распределение напряжений по толщине диска и обода, образующихся при запрессовке диска в обод колеса в результате имеющегося натяга. Линия сборки обода и диска колеса грузового автомобиля состоит из следующих технологических операций: запрессовка диска в обод, сварка наружного шва, сварка внутреннего шва, очистка поверхности от сварочных брызг, пробивка вентильного отверстия, зачеканивание заусенцев на вентильном отверстии, контроль биения [11–13].

Запрессовка диска в обод выполняется на гидравлическом прессе (рис. 1). На фиксатор пуансона пресса устанавливается диск. Далее, при ходе пуансона вверх, обод с помощью неподвижной матрицы напрессовывается на диск. В конце рабочего хода пуансона производится калибровка цилиндрической поверхности. В момент сборки диск прижимается

к пуансону номинальным усилием, развивающимся прессом.

Сварка наружного и внутреннего шва обода и диска колес производится плавящимся электродом в среде инертного газа.

Определим распределение напряжений по толщине диска и обода, образующихся при запрессовке диска в обод колеса в результате натяга.

Принимаем наружный радиус диска и внутренний диаметр обода колеса как r_1 , наружный диаметр обода – r_2 , расстояние смещения центра окружности в результате дефекта разностенности – e ; цилиндр подвергнут наружному p_2 и внутреннему давлению p_1 (рис. 2).

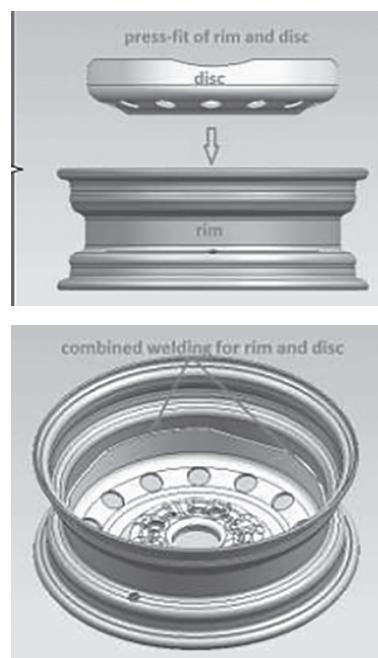


Рис. 1. Схема запрессовки диска в обод колеса

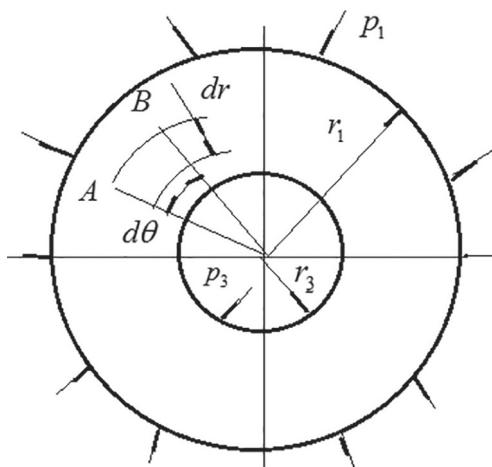


Рис. 2. Схема выделения элемента кольца на ободе колеса

Рассмотрим очень узкое кольцо материала радиусом r внутри стенки. Толщину кольца обозначим dr . Пусть AB изображает небольшую часть этого кольца, соответствующую центральному углу $d\theta$. Размер выделенного элемента принимается равным единице. Пусть σ_r и $\sigma_r + d\sigma_r$ – напряжения, действующие по внутренней и наружной поверхностям элемента AB , а σ_θ – тангенциальные напряжения. Касательными напряжениями по граням выделенного элемента пренебрегаем. По граням элемента AB будут действовать σ_r – радиальные напряжения.

Расчетные зависимости

На элемент AB действуют две силы $\sigma_\theta dr$, составляющие между собой угол $d\theta$, и радиальная сила, равная $(\sigma_r + d\sigma_r) \times (r + dr) d\theta - \sigma_r r d\theta$. Эта сила направлена в сторону наружной поверхности.

Условие равновесия элемента запишем в виде:

$$[(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) - \sigma_r r]d\theta = \sigma_\theta dr d\theta. \quad (1)$$

Проведя упрощения в уравнении (1), будем иметь:

$$\sigma_r dr - d\sigma_r r = \sigma_\theta dr. \quad (2)$$

Уравнение (2) запишем в другом виде:

$$\sigma_r - \sigma_\theta + \frac{d\sigma_r}{dr} r = 0. \quad (3)$$

Условие равновесия дало только одно уравнение для нахождения двух неизвестных напряжений. То есть задача статически неопределенна, и необходимо обратиться к рассмотрению деформаций. Деформация колеса будет заключаться в его удлинении в радиальном направлении. Обозначим радиальное перемещение точек внутренней поверхности рассматриваемого элемента через u (рис. 3). Точки наружной поверхности переместятся по радиусу на другую величину: $u + du$. Таким образом, толщина dr выделенного элемента увеличится на du , и относительное удлинение материала в радиальном направлении будет:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}. \quad (4)$$

В направлении напряжений σ_θ относительное удлинение ε_θ будет равно относительному удлинению дуги ab , так как относительное удлинение дуги такое же, как относительное удлинение радиуса r , то $\varepsilon_\theta = u/r$.

По закону Гука:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_\theta) = \frac{du}{dr}, \quad (4)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \mu\sigma_r) = \frac{u}{r}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости.

Так как ε_θ , ε_r определяются одной и той же функцией и u , то они связаны условием совместности. Дифференцируя $\frac{d\varepsilon_\theta}{dr}$, получаем:

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r}. \quad (6)$$

$$\frac{d\varepsilon_\theta}{dr} = \frac{1}{r}(\varepsilon_r - \varepsilon_\theta). \quad (7)$$

Это и будет условие совместности деформаций.

Заменяя в нем значения ε_r и ε_θ по (4), (5), получаем второе уравнение, связывающее радиальное и тангенциальное напряжения:

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{1+\mu}{r}[\sigma_r - \sigma_\theta]. \quad (8)$$

Подставляя в это уравнение значение разности $(\sigma_r - \sigma_\theta)$ из (3), находим:

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} + \frac{d\sigma_r}{dr} = 0. \quad (9)$$

Для совместного решения уравнений (1) и (9) продифференцируем первое по r и подстадим в него значение $\frac{d\sigma_\theta}{dr}$ из второго, получим:

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \frac{d\sigma_r}{dr} + r \frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{d\sigma_\theta}{dr} = 0. \quad (10)$$

Уравнение (10) запишем в виде:

$$\frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{3d\sigma_r}{r dr} = 0. \quad (11)$$

Интеграл уравнения (11) запишем в виде:

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2}. \quad (12)$$

Постоянные A и B определяются из начальных условий на внутренней и наружной поверхностях:

$$(\sigma_r)_{r=r_1} = -p_1. \quad (13)$$

$$(\sigma_r)_{r=r_2} = -p_2. \quad (14)$$

Знак «минус» в правых частях этих формул поставлен потому, что положительными σ_r мы приняли растягивающие напряжения (рис. 1).

Из условий (13), (14) получим:

$$A = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}. \quad (15)$$

$$B = \frac{(p_2 - p_1)r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}. \quad (16)$$

Пользуясь этими значениями и уравнением (12), получим:

$$\sigma_r = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}. \quad (17)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}. \quad (18)$$

Эпюры распределение напряжений по радиусу обода и диска колеса представлены на рис. 3.

Анализ распределение напряжений по радиусу обода и диска колеса, представленных на рис. 3, показал, что для радиальных напряжений наблюдается сжатие, наибольшая величина – на границе диска и обода; для тангенциальных напряжений наблюдается растяжение, наибольшая величина – на границе диска и обода.

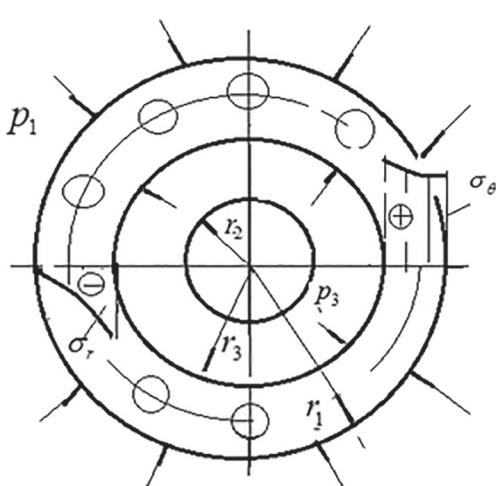


Рис. 3. Эпюры распределение напряжений по радиусу обода и диска колеса

Результаты и обсуждение

При запрессовке диска в обод необходимо знать величину натяга, а также распределение радиальных и тангенциальных напряжений. От величины натяга и эпюр радиальных и тангенциальных напряжений зависит работа линии сборки обода и диска колеса.

Установим, какую разницу в радиусах $\Delta r_3 = r_3^{**} - r_3^*$ надо обеспечить для того, чтобы создать усилие p_3 , где r_3^{**} – начальный внутренний радиус наружного цилиндра, r_3^* – начальный наружный радиус внутреннего цилиндра. При натяге внутренней окружности обода происходит выравнивание этих радиусов за счет уменьшения r_3^* на Δr_3^{**} и увеличения r_3^* на Δr_3^* :

$$\Delta r_3 = \Delta r_3^{**} - \Delta r_3^*. \quad (19)$$

Относительное тангенциальное удлинение материала на внутренней поверхности наружного цилиндра равно:

$$\varepsilon_\theta^* = \frac{p_3}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} + \mu \right]. \quad (20)$$

В формулу (20) вместо Δr_3^* подставлена величина общего для обода и диска радиуса $\Delta r_3 = \Delta r_3^{**} - \Delta r_3^*$, так как Δr_3^* – малая величина, и такая замена вводит очень небольшую погрешность. Увеличение радиуса запишем в виде:

$$\Delta r_3^* = \frac{p_3 r_3^*}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} + \mu \right]. \quad (21)$$

Относительное тангенциальное сжатие материала на наружной поверхности равно:

$$\varepsilon_\theta^{**} = -\frac{p_3}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} - \mu \right]. \quad (22)$$

Укорочение радиуса Δr_3^{**} будет равно:

$$\Delta r_3^{**} = \frac{p_3 r_3^*}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} - \mu \right]. \quad (23)$$

Сумма абсолютных величин Δr_3^{**} , Δr_3^* равна:

$$\begin{aligned} & \frac{p_3 r_3}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} + \mu \right] + \frac{p_3 r_3}{E} \cdot \left[\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - \mu \right] = \\ & = \frac{2 p_3 r_3}{E} \frac{r_3^2 - r_2^2}{(r_1^2 - r_3^2)(r_3^2 - r_2^2)} = \Delta r_3. \end{aligned} \quad (24)$$

Таким образом, чтобы обеспечить наличие принятого нами начального усилия p_3 , необходимо дать разницу диаметров (натяг) Δd_3 :

$$\Delta d_3 = \frac{4 p_3 r_3}{E} \frac{r_3^2 - r_2^2}{(r_1^2 - r_3^2)(r_3^2 - r_2^2)}. \quad (25)$$

Определим величину натяга для колеса с диском $2r_1 = 400$ мм и ободом $2r_1 = 300$ мм при модуле упругости $E = 2 \cdot 104$ МПа, давлении

$p_3 = 600$ МПа и запас прочности не менее двух. По формуле (23) для r_3 определяем $2r_3 = 173$ мм. По формуле (25) определяем величину натяга $\Delta d_3 = 0,0865$ мм.

Заключение

1. Разработана методика расчета распределения напряжений по толщине диска и обода, образующихся при запрессовке диска в обод колеса, а также величины натяга обода и диска при его запрессовке.

2. Установлено, что для радиальных напряжений наблюдается сжатие с наибольшей величиной на границе диска и обода, для тангенциальных напряжений наблюдается растяжение с наибольшей величиной на границе диска и обода.

3. Расчетным путем установлено, что для колеса с диском $2r_1 = 400$ мм и ободом $2r_2 = 300$ мм при модуле упругости $E = 2104$ МПа и $p_3 = 600$ МПа, величина натяга составляет $\Delta d_3 = 0,0865$ мм.

Литература

- Стуканов В.А. Устройство автомобилей. М.: Форум, 2017. 496 с.
- Стуканов В.А. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление, контроль качества // Автомобильная промышленность. 2002. № 9. С. 29–31.
- Савельев Г.В. Колесо для шин трактора с регулируемым давлением // Автомобильный транспорт. 1967. № 5. С. 41–42.
- Балабин И.В. Расчет напряженно-деформированного состояния диска автомобильного колеса //

Автомобильная промышленность. 2001. № 6. С. 18–19.

- Балабин И.В. Расчет напряженного состояния неразъемного обода колеса грузовых автомобилей и автобусов // Автомобильная промышленность. 2003. № 2. С. 29–30.
- Кнороз В.И. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. 183 с.
- Зубарев Н.А. Исследование долговечности дисков автомобильных колес // Автомобильная промышленность. 1970. № 3. С. 23–25.

References

- Stukanov V.A. Ustrojstvo avtomobiley [Automobile construction]. Moscow: the Forum Publ., 2017. 496 p.
- Stukanov V.A. Cast aluminum wheels for automobiles: design, manufacture, quality control. Automobile promyshlennost. 2002. № 9, pp. 29–31 (in Russ.).
- Savelyev G.V. Wheel for tractor tires with adjustable pressure. Motor transport. 1967. № 5, pp. 41–42 (in Russ.).
- Balabin I.V. Calculation of the stress-strain state of the automobile wheel disk. Automobile promyshlennost. 2001. № 6, pp. 18–19 (in Russ.).
- Balabin I.V. Calculation of the stress state of the integral wheel rim of trucks and buses. Automobile promyshlennost. 2003. № 2, pp. 29–30 (in Russ.).
- Knoroz V.I. Shyny i kolesa [Tyres and wheels]. TH.: Engineering industry Publ., 1975. 183 p.
- Zubarev N.A. Study of durability of disks of automobile wheels. Motor industry. 1970. № 3, pp. 23–25 (in Russ.).

РАЦИОНАЛЬНОЕ СООТНОШЕНИЕ ТВЕРДОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ В УСЛОВИЯХ СТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

RATIONAL HARDNESS RATIO OF FUEL EQUIPMENT PARTS UNDER STATIC LOADING

В.О. СВЕЩИНСКИЙ, к.т.н.
С.П. БОБРОВ

Общество с ограниченной ответственностью
Управляющая компания «Алтайский завод прецизионных
изделий», Барнаул, Россия, sveschinsky@yandex.ru

V.O. SVEZHCHINSKIJ, PhD in Engineering
S.P. BOBROV

LLC management company «Altai Plant of Precision Products»,
Barnaul, Russia, sveschinsky@yandex.ru

Определение рационального сочетания твердости деталей необходимо для определения ресурсных показателей изделий. Эта задача является актуальной и для деталей двигателей внутреннего сгорания, в том числе для деталей их топливной аппаратуры любого типа. В эксплуатации такие детали работают в условиях постоянного контакта. В России наблюдается широкое распространение топливных систем типа Common Rail. В полостях таких систем высокое давление топлива существует не только в момент впрыска, но и между впрысками. Развитие производства отечественной топливной типа Common Rail делает задачу определения рационального соотношения твердостей еще более важной. Ее решение необходимо, например, для соединений топливопроводов высокого давления со штуцерами форсунок, насосов высокого давления и топливных аккумуляторов. Изготовители двигателей в ряде случаев указывают в руководствах по эксплуатации предельные интервалы использования тех или иных компонентов, например, топливопроводов высокого давления. При этом практически отсутствуют методические материалы, позволяющие выбрать то или иное соотношение твердостей. Существуют лишь отдельные попытки в этом направлении, предпринимаемые в высших учебных заведениях, например в Алтайском государственном техническом университете имени И.И. Ползунова. В настоящей работе сделана попытка оценки деформации контактных поверхностей в соединениях типа «сфера по конусу», характерных для современной топливной аппаратуры при различных сочетаниях твердостей деталей. Критерием рациональности сочетания твердости приятия ширина следа контакта – остаточной деформации деталей. Показано, что при оценке рациональности изготовители топливной аппаратуры ориентируются на то, какой компонент целесообразнее заменять в эксплуатации.

Ключевые слова: твердость, контакт, конус, высаженный профиль, штуцер, топливопровод.

The definition of a rational combination of hardness of parts is necessary to determine the resource indicators of products. This task is also relevant for parts of internal combustion engines, including parts of their fuel equipment of any type. In operation such parts are used under constant contact. There is a wide distribution of fuel systems such as Common Rail in Russia. The high fuel pressure in the cavities of such systems exists both at the time of injection and between injections as well. The development of production of the domestic common rail fuel type system makes the task of determining the rational ratio of hardnesses even more important. Its solution is necessary, for example, for connecting high-pressure fuel lines with nozzle fittings, high-pressure pumps and fuel batteries. Engine manufacturers in some cases indicate in the operating instructions the maximum intervals for the use of certain components, for example, high pressure fuel lines. At the same time, there are practically no methodological materials allowing one to choose one or another hardness ratio. There are only a few attempts in this direction made in higher education institutions, for example, in the Polzunov Altai State Technical University. In this paper, an attempt is made to estimate the deformation of contact surfaces in «sphere-by-cone» type joints, which are typical for modern fuel equipment with various combinations of component hardness. The criterion for the rationality of the combination of hardness is the width of the contact trace – the residual deformation of parts. It is shown that when evaluating the rationality of fuel equipment manufacturers are guided by what component is more appropriate to replace in operation.

Keywords: hardness, contact, cone, planted profile, fitting, fuel line.

Введение

Обеспечение заданного ресурса деталей, работающих в контактном взаимодействии, требует определения рационального сочетания их твердостей. Вопросы определения оптимального сочетания твердостей контактируемых деталей довольно подробно рассмотрены в отношении пары «рельс – колесо» и освещены, в частности, в работах [1–3]. Известны также попытки анализа контактного взаимодействия деталей топливной аппаратуры, например изложенные в работе [4]. Авторы этой работы даже предлагают свои рекомендации относительно изменений конструкции контактирующих частей деталей. Они рассматривают контакт типа «конус по конусу», характерный для топливной аппаратуры разделенного типа, которая в настоящее время применяется в новых разработках сравнительно редко.

В двигателях внутреннего сгорания, в первую очередь в топливной аппаратуре типа Common Rail, получило широкое распространение соединение, в котором контакт деталей осуществляется по схеме «сфера по конусу». Оно является разновидностью линзового и применяется, например, при подключении топливопроводов высокого давления (ТВД) к штуцерам форсунок, топливных аккумуляторов, насосов высокого давления.

Обычно регламентируют моменты затяжки гаек ТВД и предельно допустимое разрешенное количество снятий-установок компонентов топливной аппаратуры на мотор и, соответственно, количество сборок-разборок соединений. Например, для двигателей ЯМЗ-6565 допустимый момент 28–32 Н·м, (2,8–3,2 кгс·м) при обязательной принудительной замене ТВД после трех снятий-установок [1]. Для двигателей КАМАЗ значения моментов затяжки гаек ТВД несколько иные: 24,5–44,1 Н·м (2,5–4,5 кгс·м) [2, с. 226]. Можно предположить, что рекомендации связаны с достижением деталями предельного состояния второй группы, что может проявиться, прежде всего, в потере герметичности соединения, течи топлива на горячие части двигателя и его последующем воспламенении.

До настоящего времени российские двигатели с топливными системами типа Common Rail комплектуют ТВД иностранного производства. Серийный выпуск ТВД в России находится на начальной стадии и не покрывает всей потребности рынка. Топливные аккумулято-

ры отечественного производства использует только ПАО «КАМАЗ». Кроме того, в эксплуатации находится большое количество двигателей с установленными первоначально компонентами топливных систем иностранного производства. При техническом обслуживании могут быть установлены и будут устанавливаться запасные части, сделанные в России.

ТВД, топливные аккумуляторы и штуцеры в России и за рубежом имеют отличительные конструктивные особенности, при их изготовлении применяются различные материалы; стальной прокат и технологии механические свойства, в том числе, твердость иностранных и отечественных деталей различаются между собой. Существует объективная необходимость в информации, касающейся характера деформирования поверхностей ТВД и контактирующих с ними конических поверхностей штуцеров форсунок, аккумуляторов, топливных насосов высокого давления российского производства.

Цель исследований

Исследование деформирования контактных поверхностей ТВД и штуцеров при различном сочетании твердостей в условиях статического нагружения при затяжке регламентируемыми моментами.

Материалы и методы

Оценку остаточной деформации деталей проводили по ширине кольцевого следа на конусе детали, контактирующей с ТВД.

Для расширения диапазона проверяемых сочетаний твердостей контактирующих деталей изготовили имитаторы штуцеров и ТВД, имеющие значения твердости в диапазонах, более широких, чем указанные в чертежах реальных деталей. По конструкторской документации, штуцеры, контактирующие с ТВД, должны иметь угол конуса $60^{\circ+30'}$. Высаженная часть ТВД, серийно выпускаемых на Алтайском заводе прецизионных изделий, имеет в зоне контакта с ответной деталью криволинейный профиль. В продольном диаметральном сечении профиль ТВД в зоне контакта имеет форму сферы, а сам контакт, теоретически, осуществляется по линии – окружности $\varnothing 7,5$ мм.

Для удобства изложения далее слово «имитатор» опущено и используются слова «трубка» и «штуцер».

Изготовленные детали прошли объемную термообработку и имели следующие фактические значения твердости, HRC:

- трубы: 26,8; 33,1; 33,9; 37,0; 47,3; 48,2;
- штуцеры: 24,7; 27,6; 31,4; 32,5; 40,9; 43,4.

Выбор для изготовления вариантов исполнения по твердости обосновывали следующими соображениями.

Твердость контактного профиля ТВД определяется, с одной стороны, твердостью трубного проката и, с другой стороны, степенью деформации высаживаемой части, то есть конструктивными особенностями. В металлографической лаборатории Алтайского завода прецизионных изделий были выполнены измерения твердости в продольном сечении ТВД различного производства в районе запорного диаметра. Результаты представлены в табл. 1.

Все варианты ТВД из табл. 1 имели криволинейный продольный профиль. Условно считая влияние конструктивных отличий (исходную величину кривизны профиля в зоне контакта, линейные размеры и т.д.) незначительным, можно связывать отличия в твердо-

стих профиля только с механическими свойствами стального проката. Термообработка ТВД после высадки не производится.

Ответной контактной поверхностью для высаженной части ТВД являются конические поверхности штуцеров, выполненных как в виде отдельных деталей, например, для топливных форсунок, так и заодно с топливными аккумуляторами, секциями топливных насосов. Типичная термообработка – улучшение или нормализация. При этом твердость считается одинаковой по всему объему детали. В табл. 2 приведены сочетания твердостей штуцеров форсунок и аккумуляторов российского и иностранного производства.

Для всех деталей, перечисленных в табл. 2, номинальное значение угла конуса для установки высаженной части ТВД составляет 60°.

Механическую обработку трубок и штуцеров для испытаний проводили по серийной технологии с обеспечением соответствующих параметров микрогеометрии поверхностей.

Во время испытаний прижатие трубки к штуцеру осуществляли затяжкой серийной гайки ТВД с резьбой M14×1,5.

Таблица 1

Твердость в продольном сечении в районе запорного диаметра

Топливопровод высокого давления	Твердость на глубине 0,10–0,25 мм от наружной поверхности, HRC
Изготовитель: Guido GmbH Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	33,0
Изготовитель: Shandong Longkou Oil Pipe Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	29,5
Изготовитель: прокат – ОАО «ПНТЗ», ТВД – ООО УК «АЗПИ» Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	26,4
Изготовитель: прокат – Poppe und Potthoff GmbH ТВД – ООО УК «АЗПИ». Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	30,5

Таблица 2

Твердость штуцеров и топливных аккумуляторов

Деталь	Твердость
Ввертной штуцер секции высокого давления. Изготовитель: ООО УК «АЗПИ». Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	27...32 HRC
Штуцер секции высокого давления (изготавливается заодно с секцией). Изготовитель: ООО УК «АЗПИ». Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	40...45 HRC
Топливный аккумулятор. Поковка: Кузнецкий завод «КАМАЗ». Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	235...277 HB
Топливный аккумулятор. Поковка: Bosch GmbH. Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	≤250 HB
Штуцер электроуправляемой форсунки. Изготовитель: ООО УК «АЗПИ». Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	27...32 HRC
Штуцер форсунки. Изготовитель: Bosch GmbH. Применение: двигатели ПАО «КАМАЗ»	34,2 HRC

В топливной аппаратуре от покрытия в обязательном порядке предохраняют поверхности, непосредственно омываемые топливом. Это объясняется необходимостью предотвращения попадания в прецизионные зазоры частиц покрытия. Кроме того, по условиям технологии производства, как правило, не имеют покрытия резьбовые штуцеры аккумуляторов высокого давления. Штуцеры форсунок оксидают или фосфатируют.

Изготовленные трубы и штуцеры были без покрытия. Гайка ТВД имела покрытие ЦБХр., включая резьбу. Затяжку выполняли по сухой резьбе.

Перед выполнением работ образцы сгруппировали попарно.

На первом этапе проводили оценку остаточной (пластической) деформации после однократной затяжки регламентированным моментом – минимальным и максимальным – по рекомендациям специалистов ПАО «КАМАЗ», то есть 2,5 кгс·м и 4,5 кгс·м. В табл. 3 приведены сгруппированные образцы и моменты затяжки.

Для второго этапа испытаний сформировали новую выборку образцов из неработавших деталей (см. табл. 4).

Как видно из табл. 4, для испытаний были подобраны следующие сочетания: самый мягкий штуцер – самая твердая трубка, две пары с близкой твердостью (вариант с более твердой трубкой и вариант с более твердым штуцером), самый твердый штуцер – самая мягкая трубка.

Образцы трубок и штуцеров подвергали трехкратной затяжке с промежуточной выдержкой между окончанием затяжки и страгиванием продолжительностью 10 с.

Перед проведением и после завершения работ на всех имитаторах были записаны профилограммы поверхностей в зоне контакта. При этом на детали вне зоны контакта, но вблизи от нее наносили продольную маркировочную метку, в направлении которой впоследствии записывали профилограммы.

Была сделана попытка определения глубины и кривизны зоны деформации – отпечатка на конусе штуцера без выполнения шлифа, как операции относительно трудоемкой.

Таблица 3

Группировка трубок и штуцеров по твердости (HRC) и моментам затяжки M (кгс·м)
для испытаний на однократное нагружение

Трубка, HRC		Штуцер, HRC				
		27,6	31,4	32,5	40,9	43,4
Трубка, HRC	24,7			● $M = 2,5$		
	26,8					
	26,8				● $M = 4,5$	
	33,1					● $M = 4,5$
	33,9					● $M = 2,5$
	47,3		● $M = 4,5$			
	48,2	● $M = 2,5$				

Таблица 4

Группировка трубок и штуцеров по твердости (HRC)
для испытаний на трехкратное нагружение моментом $M = 4,5$ кгс·м

Трубка, HRC		Штуцер, HRC		
		31,4	40,9	43,4
Трубка, HRC	27,6			
	26,8			●
	33,9		●	
	37,0			●
	48,2	●		

Штуцер устанавливали на координатно-измерительную машину. Касанием наконечника шупа в нескольких точках как вне, так и непосредственно на поясе контакта был построен виртуальный профиль конической поверхности.

Результаты и обсуждение

Для всех вариантов полученные следы от контакта имели форму круговых колец шириной до 0,3 мм при затяжке моментом $M = 2,5 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ и до 0,8 мм при затяжке моментом $M = 4,5 \text{ кгс}\cdot\text{м}$. Наибольшая ширина кольцевого пояска на конусе штуцера – 1,1 мм – зафиксирована для соотношения «твёрдость трубы / твёрдость штуцера» = 47,3/27,6 при моменте затяжки $M = 4,5 \text{ кгс}\cdot\text{м}$.

На рис. 1 и 2 показаны фотографии шлифов трубы и штуцера указанного варианта сочетаний твёрдости. Замеренная по шлифу радиальная деформация профиля конуса штуцера составила 0,05 мм.

В табл. 5 приведены результаты измерений шероховатости и ширины кольцевых поясков – следов контакта.

На рис. 2–5 приведены фотографии штуцеров и трубок после нагружения для разных сочетаний твёрдостей деталей.

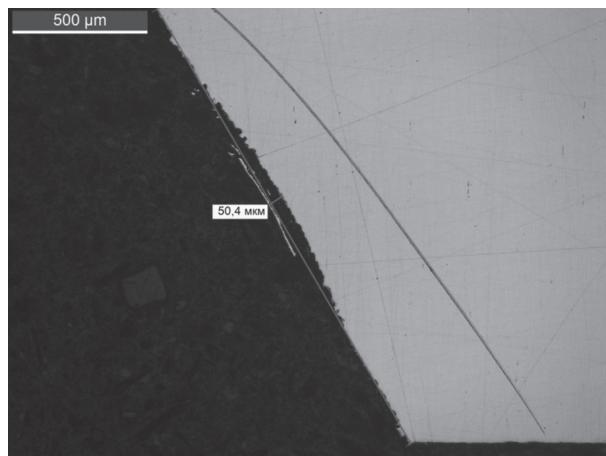


Рис. 1. Деформация продольного профиля конуса штуцера

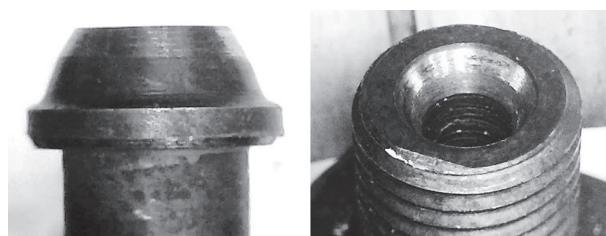


Рис. 2. Трубка и штуцер пары № 1

Таблица 5

Изменение характерных параметров поверхности в зоне контакта

№ пары	Твёрдость деталей испытуемой пары, HRC	Характерный параметр	Трубка		Штуцер	
			До нагрузжения	После нагрузжения	До нагрузжения	После нагрузжения
1	Трубка 26,8 Штуцер 43,4	Шероховатость, мкм: Ra Rz	1,115 5,501	2,009 11,443	0,305 1,580	1,643 8,463
		Ширина кольцевого пояска контакта, мм	1,8			
2	Трубка 33,9 Штуцер 31,4	Шероховатость, мкм: Ra Rz	1,606 6,454	0,637 2,633	2,292 11,578	1,086 6,055
		Ширина кольцевого пояска контакта, мм	0,7–0,8			
3	Трубка 37,0 Штуцер 40,9	Шероховатость, мкм: Ra Rz	0,574 2,629	0,200 0,911	2,169 12,190	0,885 4,933
		Ширина кольцевого пояска контакта, мм	0,8–0,9			
4	Трубка 48,2 Штуцер 27,6	Шероховатость, мкм: Ra Rz	0,564 2,583	0,592 2,656	3,470 18,116	1,438 8,580
		Ширина кольцевого пояска контакта, мм	0,9			



Рис. 3. Трубка и штуцер пары № 2



Рис. 4. Трубка и штуцер пары № 3



Рис. 5. Трубка и штуцер пары № 4

Кривизну отпечатка в зоне максимальной деформации определить не удалось. Его глубина по результатам измерений составила 0,031 мм.

Наименьшая ширина следа контакта трубы и штуцера при максимальном допустимом моменте затяжки получена при сочетании твердостей деталей: трубка – 33,9 HRC, штуцер – 31,4. При этом соотношение «твердость ТВД / твердость штуцера» составляло приблизительно 1,08.

В условиях эксплуатации при наличии вибраций на работающем двигателе, несмотря на постоянство контакта ТВД и штуцера, деформирование будет происходить более интенсивно. Соединение будет испытывать асимметричное знакопостоянное нагружение, что приведет к более быстрому деформированию взаимодействующих поверхностей. В качестве не столь далекой аналогии может быть упомянут работающий перфоратор или отбойный молоток, постоянно прижатый к обрабатываемой поверхности.

Неизбежное технологическое рассеяние твердости при термообработке штуцеров и по-

ковок аккумуляторов учитывается посредством указания в документации интервала задаваемых значений твердостей.

Твердость высаженного профиля ТВД есть параметр более прогнозируемый и стабильный. Определяющую роль играют механические свойства стального трубного проката и степень деформации заготовки при высадке. Свойства проката непосредственно связаны с прочностными требованиями, предъявляемыми к ТВД, то есть зависят от давления в топливной системе. Именно твердость высаженной части ТВД должна служить реперным показателем, относительно которого необходимо выполнять подбор характеристик ответных деталей.

В табл. 6 приведены значения отношения твердости штуцеров к твердости трубок, рассчитанные по данным табл. 1 и 2. Несоответствие значений можно объяснить, в частности, разными взглядами разработчиков на то, какой компонент топливной системы целесообразнее заменять чаще. Очевидно, что, если соотношение твердостей трубы и штуцера меньше единицы, то в большей степени деформироваться будет трубка и ее придется заменять. В качестве примера можно рассмотреть, в частности, пару ТВД производства фирмы Poppe und Potthoff GmbH – штуцер электроуправляемой форсунки производства R. Bosch GmbH. Эта пара используется на двигателях ЯМЗ-6565. Соотношение твердостей равно 0,89, и это хорошо коррелирует с рекомендациями ПАО «Автодизель» о принудительной замене ТВД после трехкратного снятия-установки.

Из табл. 6 видно, что все указанные в ней ТВД будут деформироваться при установке на электроуправляемые форсунки R. Bosch. С точки зрения потребителя, это может быть оправдано: замена форсунки – операция более дорогостоящая, чем замена ТВД. В то же время ТВД производства Shandong Longhou Oil Pipe Co., Ltd. и Guide GmbH заметно тверже, чем аккумуляторы производства R. Bosch GmbH и Кузнецкого завода ПАО «КАМАЗ». В качестве возможного объяснения можно предложить следующее. Фирма R. Bosch GmbH в настоящее время является основным поставщиком топливной аппаратуры типа Common Rail для двигателей ПАО «КАМАЗ». При этом, что очень важно, она не выпускает ТВД. Поставщик ТВД – компания Guido GmbH. R. Bosch GmbH, естественно, заинтересована в развитии рынка запасных частей

Таблица 6

Практические соотношения твердостей компонентов топливной аппаратуры Common Rail

Штуцер (место в топливной системе)	Трубка			
	ООО УК «АЗПИ»	SHANDONG LONGKOU Oil Pipe Co., Ltd.	Guide GmbH	Poppe und Potthoff GmbH
Ввертной штуцер ТНВД. Изготовитель: ООО УК «АЗПИ»	0,83...0,98	0,92...1,09	1,03...1,22	0,95...1,16
Штуцер ТНВД (изготавливается заодно с секцией). Изготовитель: ООО УК № АЗПИ»	0,59...0,66	0,66...0,74	0,72...0,83	0,68...0,76
Топливный аккумулятор. Поковка: Кузнецкий завод «КАМАЗ»	0,99...1,17	1,06...1,26	1,15...1,36	1,08...1,28
Топливный аккумулятор. Поковка: Bosch GmbH	≥1,1	≥1,18	≥1,28	≥1,2
Штуцер электроуправляемой форсунки. Изготовитель: ООО УК «АЗПИ»	0,83...0,98	0,92...1,09	1,03...1,22	0,95...1,13
Штуцер форсунки. Изготовитель: R. Bosch GmbH	0,77	0,86	0,96	0,89

собственного производства, в частности аккумуляторов. К тому же более мягкие аккумуляторы обрабатывать легче. Можно предположить, что фирма сознательно проводит политику принуждения потребителей к замене своих компонентов и, соответственно, к приобретению новых. Электроуправляемая форсунка – более сложный и, соответственно, чаще заменяемый компонент топливной системы, чем аккумулятор. Можно предположить некий компромисс: ТВД выходят из строя на форсунках, но одновременно «портят» аккумуляторы. В итоге потребитель все равно заменяет и ТВД, и форсунки, и аккумуляторы – все в свое время, и все, вроде бы, довольны. ПАО «КАМАЗ» выступает точно в такой же роли, будучи заинтересованным в производстве поковок аккумуляторов. Безусловно, такое утверждение чревато судебным риском со стороны производителя, но как предположение, имеет право на существование.

Поставщики ТВД более связаны в своих действиях, поскольку, как говорилось выше, твердость высаженного профиля является функцией механических свойств трубного проката и степени деформации заготовки при высадке.

Выводы

Наиболее твердыми из рассмотренных оказались ТВД производства фирмы Guido GmbH, наиболее мягкими – производства ОАО «ПНТЗ». Это может быть объяснено при-

менением разных марок сталей для изготовления проката. Сплав, используемый фирмой Guido GmbH, – сталь St70bk. Первоуральский завод применяет стали типа 17ГС с меньшим содержанием углерода, обеспечивая при этом заданный уровень механических свойств: предела прочности и текучести.

Вопрос об оптимальности соотношения твердости контактирующих деталей топливной аппаратуры должен ставиться и решаться исходя из предпочтительности замены того или иного компонента. Судя по практически применимым диапазонам твердостей деталей, изготовители компонентов топливной аппаратуры руководствуются именно этими соображениями.

Литература

- Шур Е.А. К вопросу об оптимальном соотношении твердости рельсов и колес // Современные проблемы взаимодействия подвижного состава и пути: материалы научно-практической конференции. ВНИИЖТ. М., 2003. С. 87–93.
- Ларин Т.В. Об оптимальной твердости элементов пары трения «колесо – рельс» // Вестник ВНИИЖТ: 1965. № 3. С. 5–9.
- Вихрова А.М., Ларин Т.В., Парышев Ю.М., Хургин Л.С. О соотношении твердости рельсовой и колесной стали // Вестник ВНИИЖТ. 1983. № 6. С. 34–38.
- Ферапонтов В.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Исследование контактных перемещений в конусных соединениях на примере соединения

- трубопровода и штуцера топливного насоса высокого давления // Ползуновский вестник. 2015. № 1. С. 82–85.
5. Двигатели ЯМЗ-6565, ЯМЗ-65651, ЯМЗ-65652, ЯМЗ-65653, ЯМЗ-65654 и их комплектации. Дополнение к руководству по эксплуатации 236Н-3902150 РЭ. Ярославль, 2013.
 6. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КАМАЗ 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320 / под ред. Н.А. Гатауллина. Набережные Челны, 2002.

References

1. SHur E.A. The optimal ratio of the hardness of rails and wheels. Sovremennye problemy vzaimodejstviya podvizhnogo sostava i puti: Materialy nauchno-prakticheskoy konferencii [Modern problems of the interaction of rolling stock and trackways: Materials of a scientific-practical conference]. VNIIZHT. Moscow, 2003, pp. 87–93 (in Russ.).
2. Larin T.V. The optimal hardness of the elements of the “wheel-rail” friction pair. Vestnik VNIIZHT, 1965. No 3, pp. 5–9 (in Russ.).
3. Vihrova A.M., Larin T.V., Paryshev YU.M., Hurgin L.S. The ratio of hardness of rail and wheel steel. Vestnik VNIIZHT. 1983. No 6, pp. 34–38 (in Russ.).
4. Ferapontov V.A., Perfil'eva N.V., Koteneva N.V. Investigation of contact displacements in conical connections on the example of the connection of a pipeline and a high-pressure fuel pump fitting. Polzunovskij vestnik. 2015. No 1, pp. 82–85 (in Russ.).
5. Dvigateli YAMZ-6565, YAMZ-65651, YAMZ-65652, YAMZ-65653, YAMZ-65654 i ih komplektacii [YaMZ-6565, YaMZ-65651, YaMZ-65652, YaMZ-65653, YaMZ-65654 Engines and their configuration]. Dopolnenie k rukovodstvu po ekspluatacii 236N-3902150 RE. YAroslavl', 2013.
6. Rukovodstvo po ekspluatacii, tekhnicheskому obsluzhivaniyu i remontu. Dvигатели KAMAZ 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320 [Manual for operation, maintenance and repair. KAMAZ 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320 engines]. Pod red. Gataullina N.A. Naberezhnye Chelny, 2002.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАБОТЫ СТЕБЛЕПОДЪЕМНИКА ПРИ СКАШИВАНИИ ПОЛЕГШИХ ЗЕРНОВЫХ И ЗЕРНОБОБОВЫХ КУЛЬТУР

THE STUDY OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF THE OPERATION OF THE STALK LIFTER WHEN MOWING DOWN DEAD GRAIN AND LEGUMINOUS CROPS

В.Н. ПРИМАК, к.т.н.
А.Ю. ПОПОВ, к.т.н.

Донской государственный технический университет,
Ростов-на-Дону, Россия, porov_a_ju@mail.ru

V.N. PRIMAK, PhD in Engineering
A.YU. POPOV, PhD in Engineering

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia,
porov_a_ju@mail.ru

В настоящее время при скашивании полегших зерновых и зернобобовых культур валковые жатки и хедера зерноуборочных комбайнов оборудуются стеблеподъемниками. Успешное выполнение процесса поднятия полеглых и срезанных стеблей обусловлено правильным выбором значения угла наклона крыла стеблеподъемника. В существующих конструкциях стеблеподъемников угол наклона устанавливается меньше угла трения стебля о поверхность устройства. Однако при таком подходе к выбору угла при влажном стеблестое и больших колебаниях микрорельефа поверхности поля замечается обволакивание крыльев стеблеподъемников и сгруживание хлебной массы. Это говорит о том, что знания коэффициента трения стеблей убираемых культур при проектировании стеблеподъемников недостаточно. Поэтому возникает необходимость в исследовании процесса подъема стеблей зерновых и зернобобовых культур.

Целью исследования является определение теоретической зависимости величины подъема стеблей от конструктивных и технологических параметров работы стеблеподъемного устройства уборочных машин при скашивании полегших зерновых и зернобобовых культур, а также технологических свойств убираемой культуры. В статье рассмотрен процесс подъема срезанного стебля по поверхности стеблеподъемника, а также полегшего несрезанного стебля с учетом силы сопротивления изгибу и переплетения стеблей. Определены силы, действующие на стебель. Принято допущение об абсолютной неупругости удара стебля о поверхность устройства. На основе полученной математической модели построены графики теоретических зависимостей максимально возможного перемещения стебля и высоты подъема его в зависимости от скорости движения машины и угла установки крыла стеблеподъемника. Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что конструктивные параметры стеблеподъемника определяются не только коэффициентом трения скольжения стеблей убираемых культур, но также скоростью движения уборочной машины и величиной силы сопротивления изгибу стебля.

Ключевые слова: стеблеподъемник, угол трения, угол наклона, высота подъема, скорость, полеглые стебли, перемещение.

Nowadays, the roller reapers and headers of grain harvesters, when mowing down dead grain and leguminous crops, are equipped with stalk lifts. The successful completion of the process of raising flat and cut stems depends on the correct choice of the angle of inclination of the wing of the stem lift. In existing designs of stalk lifts, the angle of inclination is set less than the angle of friction of the stalk on the surface of the device. However, with this approach to choosing an angle with a moist stalk and large fluctuations in the microrelief of the field surface, there are observed the enveloping of the wings of the stalk lifters and the process of unloading of the grain mass. This suggests that knowledge of the coefficient of friction of the stems of harvested crops in the design of stem lifters is not enough. Therefore, there is a need to study the process of lifting the stems of grain and leguminous crops. The aim of the study is to determine the theoretical dependence of the magnitude of the rise of the stems on the structural and technological parameters of the operation of the stem-lifting device of harvesting machines when mowing dead grains and legumes, as well as the technological properties of the harvested crop. The article discusses the process of lifting a cut stem along the surface of the stem lifter, as well as a laden uncut stem, taking into account the strength of resistance to bending and weaving of the stems. The forces acting on the stem are determined. The assumption is made about the absolute inelasticity of the impact of the stem on the surface of the device. Based on the obtained mathematical model, graphs of theoretical dependencies of the maximum possible movement of the stem and the height of its rise depending on the speed of the machine and the angle of installation of the wing of the stem lifter are constructed. Analysis of the obtained dependences allows us to conclude that the design parameters of the stem lifter are determined both by the sliding friction coefficient of the stems of harvested crops and by the speed of the harvester and the strength of the bending resistance of the stem as well.

Keywords: stem lifter, friction angle, tilt angle, lifting height, speed, dead stems, moving.

Введение

В настоящее время валковые жатки и хедера зерноуборочных комбайнов при скашивании полегших зерновых и зернобобовых культур оборудуются стеблеподъемниками, которые устанавливаются на пальцах режущих аппаратов или являются составной частью пальца. Стеблеподъемники в отдельных случаях имеют жесткое крепление к пальцам или могут самостоятельно копировать рельеф поля за счет пружинного механизма [1, 2].

Технологический процесс, выполняемый стеблеподъемником, заключается в поднятии полегших, а также отдельных срезанных стеблей. Успешное выполнение процесса в значительной степени обусловлено правильным выбором значения угла наклона α крыла стеблеподъемника.

В существующих стеблеподъемниках угол α взят меньше угла трения стебля о металл, так как поверхность стеблеподъемника при движении машины должна брать на себя как срезанные, так и несрезанные стебли [3, 4]. Однако при таком упрощенном подходе к выбору угла замечается обволакивание крыльев стеблеподъемников при влажном стеблестое, и особенно при больших колебаниях микрорельефа поверхности поля. Зачастую при сильно сплетенном стеблестое имеет место сгруживание хлебной массы на стеблеподъемнике, мешающее нормальной работе уборочной машины. Все это говорит о том, что знания коэффициента трения стеблей убираемых культур при проектировании стеблеподъемников недостаточно, а качество работы стеблеподъемного устройства определяется и другими факторами.

Поэтому возникает необходимость в исследовании процесса подъема стеблей зерновых и зернобобовых культур, определении конструктивных параметров и режимов работы стеблеподъемников жаток, в частности обосновании угла подъема стеблей при скашивании полегших зерновых и зернобобовых культур.

Цель исследований

Определение теоретической зависимости величины подъема стеблей от конструктивных и технологических параметров работы стеблеподъемного устройства уборочных машин при скашивании полегших зерновых и зернобобовых культур, а также технологических свойств убираемой культуры.

Материалы и методы

Математическое моделирование процесса подъема стеблей

Рассмотрим движение стеблеподъемника со скоростью v_0 . Координатные оси направим по поверхности стеблеподъемника Ox и перпендикулярно – Oy . В точке O стеблеподъемник встречается с уже срезанным стеблем. При встрече происходит удар и стебель приобретает некоторую скорость v_0 , величина которой зависит от характера удара и в первую очередь от физических свойств соударяющихся тел. Во время удара стеблей технических культур о металлическую поверхность стеблеподъемника коэффициент восстановления имеет весьма небольшую величину, поэтому рассматриваемый удар в первом приближении можно принять абсолютно неупругим.

При перемещении по поверхности стеблеподъемника на стебель действуют сила трения скольжения стебля о поверхность стеблеподъемника F , сила тяжести mg и сила реакции опоры N . Совокупность сил, действующих на свободный срезанный стебель, представлена на рис. 1.

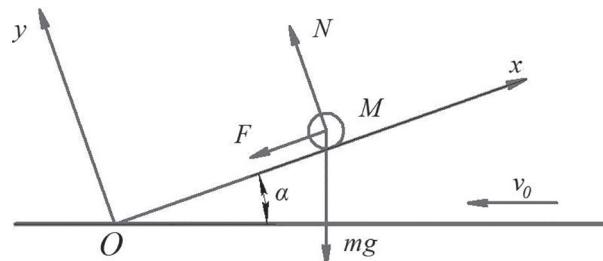


Рис. 1. Схема сил, действующих на срезанный стебель

Угол трения между стеблем и металлической поверхностью обозначим через φ . Безусловно, после удара стебель поднимается на поверхность стеблеподъемника лишь при условии $\alpha < \frac{\pi}{2} - \varphi$ [3]. В противном случае стебель будет обволакиваться перед стеблеподъемником.

При допущении абсолютной неупругости удара и при $\alpha < \frac{\pi}{2} - \varphi$ после встречи со стеблеподъемником стебель приобретает скорость, равную $v_0 \cos \alpha$.

Дифференциальное уравнение относительного движения стебля по поверхности стеблеподъемника будет:

$$m \frac{dv_x}{dt} = -F - mg \sin \alpha, \quad (1)$$

где m – масса стебля; v_x – скорость перемещения стебля по поверхности стебледореза.

Так как сила трения скольжения определяется по известной зависимости:

$$F = fN = fm g \cos \alpha,$$

где f – коэффициент трения скольжения стебля по поверхности стебледореза, то

$$\frac{dv_x}{dt} = -g(f \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (2)$$

Интегрирование этого уравнения дает:

$$v_x = v_0 \cos \alpha - gt(f \cos \alpha + \sin \alpha),$$

или

$$v_x = v_0 \cos \alpha - \frac{gt \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}. \quad (3)$$

В полученном выражении первая составляющая равенства является постоянной величиной, а вторая – со временем увеличивается. Безусловно, через определенное время t_1 наступит момент, когда движение стебля вверх прекратится. Значение t_1 определяется из выражения (3) при условии $v_x = 0$:

$$t_1 = \frac{v_0 \cos \alpha \cdot \cos \varphi}{g \sin(\alpha + \varphi)}. \quad (4)$$

Для определения максимального перемещения L_x срезанного стебля, которое он проходит по поверхности стебледореза, можно поступить следующим образом. Из выражения (3) после интегрирования имеем:

$$x = v_0 t \cos \alpha - \frac{gt^2 \sin(\alpha + \varphi)}{2 \cos \varphi} + C_1. \quad (5)$$

Так как при $t = 0, x = 0$, то $C_1 = 0$. Следовательно:

$$x = v_0 t \cos \alpha - \frac{gt^2 \sin(\alpha + \varphi)}{2 \cos \varphi}. \quad (6)$$

Вместо t , взяв t_1 из этого выражения можно получить:

$$L_x = \frac{1}{2} \frac{v_0^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos \varphi}{g \sin(\alpha + \varphi)}. \quad (7)$$

Результаты и обсуждение

На основании полученной формулы (7) построены графики зависимости максимально возможного пути L_x , проходимого срезанным

стеблем от угла наклона стебледореза α при $\varphi = 35^\circ$ и скорости движения уборочной машины 1,5 и 2 м/с, приведенные на рис. 2.

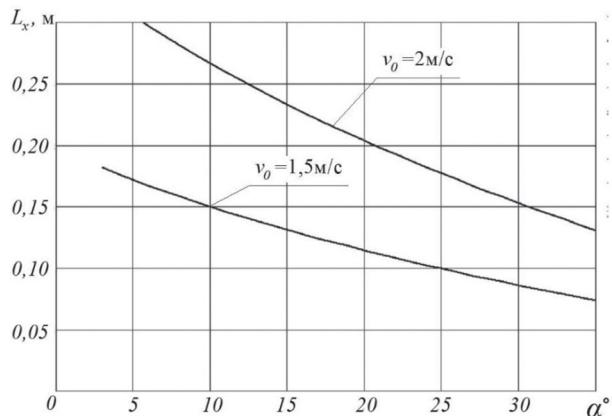


Рис. 2. Теоретическая зависимость максимально возможного перемещения L_x срезанного стебля от величины угла наклона стебледореза α при $\varphi = 35^\circ$ и скорости движения уборочной машины 1,5 и 2 м/с

Из графика на рис. 2, а также формулы (7) видно, что при повышении скорости движения машины предельное расстояние L_x , на которое может двигаться срезанный стебель, резко возрастает. Это говорит в пользу повышения скоростей уборочных машин, снабженных стебледорезами.

Кроме того, из графика (рис. 2) видно, что с уменьшением угла α путь L_x увеличивается. Но так как для работы стебледорезов главным является их способность поднимать стебли по возможности выше, считая от поверхности поля, то из рис. 1 видно, что высоту подъема срезанного стебля определяется по формуле:

$$h = L_x \sin \alpha. \quad (8)$$

На основе формулы (8) построены графики зависимости величины подъема h срезанных стеблей от угла наклона стебледореза α при $\varphi = 35^\circ$ и скорости движения уборочной машины 1,5 м/с и 2 м/с, приведенных на рис. 3.

Из графика (рис. 3) видно, что при увеличении угла α величина подъема срезанных стеблей стебледорезом возрастает. Но даже при скорости движения машины $v_0 = 2,0$ м/с она не превышает 8 см (при $\alpha = 35^\circ$).

Учитывая наличие микрорельефа поверхности поля, значение $h = 8$ см позволит поднять лишь небольшую часть срезанных стеблей.

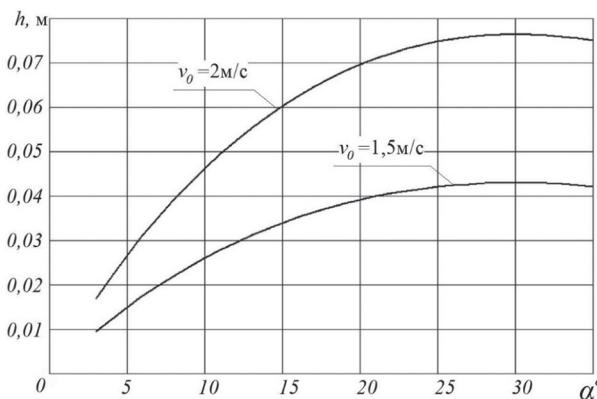


Рис. 3. Теоретическая зависимость величины подъема срезанного стебля h от угла наклона стеблеподъемника α при $\varphi = 35^\circ$ и скорости движения уборочной машины 1,5 и 2 м/с

Формула (3) выражает относительную скорость движения срезанного стебля по поверхности стеблеподъемника. Если взять $v_x = \text{const}$, то можно в координатной системе $\alpha O t$ получить кривую поперечного сечения поверхности стеблеподъемника, при движении по которому скорость срезанного стебля остается постоянной. Такая поверхность получается при постепенном уменьшении угла α , и, конечно, она может иметь практическое значение до α_0 . Однако расчеты показывают, что промежуток времени, при котором угол α уменьшается до $\alpha = 0$, весьма небольшой, и поэтому для принятых скоростей движения уборочных машин выбор стеблеподъемников с такими поверхностями непрактичен.

Стеблеподъемники значительно легче поднимают несрезанные стебли. Такие стебли могут находиться в любом положении относительно поверхности стеблеподъемника. Возьмем, например, их наклонное положение, как это показано на рис. 4. При движении по поверхности по стрелке v_0 стебель будет перемещаться в направлении оси Ox , но так как он связан в точке A , то перемещение его будет иметь составляющую также по оси Oy . Однако в рассматриваемом случае более важное значение имеет перемещение стебля в направлении оси Ox , поэтому вместо приведенной берем плоскую задачу и возвращаемся к рис. 1.

В последнем случае к приведенным силам (рис. 5) прибавляется P , являющаяся силой сопротивления изгибу стебля и направленная обратно направлению движения [5, 6].

При переходе от пространственной к плоской задаче в направлении оси Ox будет дей-

ствовать составляющая сила P , которую обозначим через P_x . Сила эта – переменная и в общем случае зависит как от перемещения стебля x , так и от скорости этого перемещения x' по оси Ox . В общем виде данную силу обозначим $P_x(x, x')$.

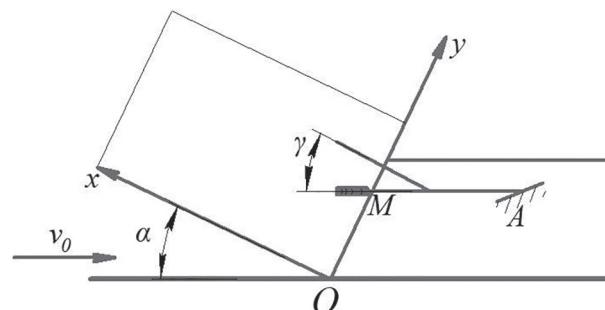


Рис. 4. Схема работы стеблеподъемника при встрече с несрезанным стеблем

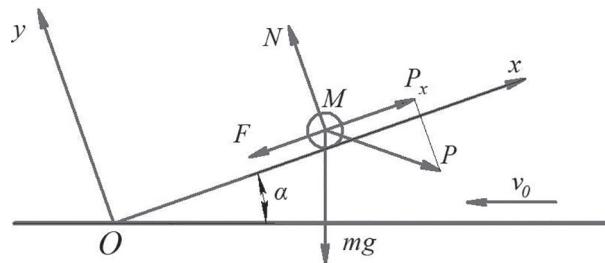


Рис. 5. Схема сил, действующих на несрезанный стебель

Дифференциальное уравнение движения стебля в последнем случае в определенных пределах будет иметь следующий вид:

$$m \frac{dv_x}{dt} = -fN - mg \sin \alpha + P_x(x, x'). \quad (9)$$

Но так как сила реакции опоры равна $N = mg \cos \alpha$, то

$$\frac{dv_x}{dt} = -g(f \cos \alpha + \sin \alpha) + P_x(x, x'). \quad (10)$$

$$v_x = -gt(f \cos \alpha + \sin \alpha) + C_1 + \int_0^x P_x(x, x') dx. \quad (11)$$

При $t = 0$, $v_x = v_0 \cos \alpha$ и $\int_0^x P_x(x, x') dx = 0$.

Поэтому окончательно получим:

$$v_x = v_0 \cos \alpha - \frac{gt \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} + \int_0^x P_x(x, x') dx. \quad (12)$$

В формуле (12) значение третьего члена ограничивается условием:

$$\int_0^x P_x(x, x') dx \leq \frac{gt \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}. \quad (13)$$

При равенстве обеих частей в выражении (8) стебель, попадая на поверхность стеблеподъемника, движется с относительной скоростью, равной скорости, полученной им в первый момент встречи со стеблеподъемником.

Очевидно, чем больше сопротивление изгибу стебля, чем меньше угол γ (рис. 4), тем значение члена $\int_0^x P_x(x, x') dx$ больше. Однако, как было сказано выше, его значение не может быть больше $\frac{gt \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$.

Зачастую полеглые стебли переплетаются между собой. В последнем случае дифференциальное уравнение относительного движения опять будет иметь вид (6), а влияние переплетенных стеблей выразится силой $P_x(x, x')$. В обоих случаях сила $P_x(x, x')$ зависит от многочисленных случайных факторов, и поэтому ее значение для различных случаев можно определить лишь опытным путем [5, 6]. Однако наличие силы $P_x(x, x')$, особенно для стеблей, имеющих большой момент сопротивления изгибу или сильно переплетенных, взаимно поддерживающих, значительно облегчает подъем стеблей по поверхности стеблеподъемников. Безусловно, это относится к тому промежутку времени, когда срез стеблей еще не произошел. После среза стеблей их перемещение подчиняется закономерностям, приведенным ранее по зависимости (3).

В силу того, что для различных культур сила $P_x(x, x')$ может изменяться в значительных пределах, в каждом случае необходимо путем лабораторных опытов определить ее значение, а затем, используя вышеприведенные теоретические изыскания, определять искомое значение угла α . Можно идти и другим путем: при помощи полевых опытов непосредственно определить наилучшее значение угла α . Однако этот путь более дорогостоящий, так как требует постановки весьма обширных опытов на различных участках. При этом необходимо учесть также влияние микрорельефа поверхности поля и тот факт, что при копировании рельефа поля постоянно меняется угол установки режущего аппарата по отношению к стеблем на корню. Это влияет на каче-

ство среза и потери несрезанными растениями и зерном в зоне захвата машин и под валком.

Выводы

В результате данного исследования рассмотрена динамика процесса работы стеблеподъемника уборочной машины при подъеме полегших и срезанных стеблей. Определены аналитические зависимости величин поднятия и максимального перемещения срезанного и полегшего стебля от скорости уборочной машины и угла установки стеблеподъемника. Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что конструктивные параметры стеблеподъемника определяются не только коэффициентом трения скольжения стеблей убираемых культур, но и другими технологическими параметрами работы, а именно скоростью движения уборочной машины, величиной сопротивления изгибу стебля. Кроме того, полученные аналитические зависимости могут использоваться для проведения дальнейших исследований и модернизации стеблеподъемных устройств для зерноуборочных машин.

Литература

1. Кузнецов Л.В. Новые технологические способы и технические средства для уборки полеглых хлебов в условиях Сибири // Достижения науки и техники АПК. 2009. № 11. С. 40–41.
2. Антипин А.Н., Кухмазов К.З. Обоснование конструктивных параметров стеблеподъемника жатки зерноуборочного комбайна // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. 2011. № 1–1. С. 157–161.
3. Листопад Г.Е., Демидов Г.К., Зонов Б.Д. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: учеб. пособие для высш. учеб. заведений / под общ. ред. Г.Е. Листопада. М.: Агропромиздат, 1986. 688 с.
4. Клочкин А.В., Шкуратов С.С. Обоснование параметров стеблеподъемника для повышенной высоты среза растений комбайном // Вестник Барановичского государственного университета. Серия: технические науки. 2015. № 3. С. 85–89.
5. Примак В.Н. Изучение физико-механических свойств сцепления стеблей риса в полевых условиях. М.: Деп. в ВНИИГЭСХ № 55, 1983. 35 с.
6. Царев Ю.А., Примак В.Н., Олейник Д.В. Обоснование физической модели возникновения потерь за валковой жаткой ЖРК-5 // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. материалов 5-й науч.-практич.

ческой конф. в рамках 15 междунар. агропромыш. выставки «Интерагромаш – 2012» 29 февр. – 1 марта. Ростов-на-Дону. 2012. С. 88–91.

References

1. Kuznecov L.V. New technological methods and technical means for harvesting dead bread in Siberia. Dostizheniya nauki i tekhniki APK. 2009. No 11, pp. 40–41 (in Russ.).
2. Antipkin A.N., Kuhmazov K.Z. Justification of the design parameters of the stem lifter of the header of the combine harvester. Vestnik Michurinskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2011. No 1–1, pp. 157–161 (in Russ.).
3. Listopad G.E., Demidov G.K., Zonov B.D. Sel'skohozyajstvennye i meliorativnye mashiny [Agricultural and reclamation machinery]: ucheb. posobie dlya vyssh. ucheb. zavedenij. Pod obshch. red. G.E. Listopada. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 688 p.
4. Klochkov A.V., SHkuratov S.S. Justification of the parameters of the stalk lift for the increased height of the cut of plants by the combine. Vestnik Baranovichskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: tekhnicheskie nauki. 2015. No 3, pp. 85–89 (in Russ.).
5. Primak V.N. Study of physical and mechanical properties of rice stalks adhesion in the field. Moscow: Dep. v VNIITEISKH. 1983. No 55, pp. 35 (in Russ.).
6. Carev YU.A, Primak V.N., Olejnik D.V. The rationale for the physical model of the emergence of losses in the windrow header ZhRK-5. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya: sb. materialov 5-j nauch.–prakticheskoy konf. v ramkah 15 mezhdun. agropromysh. vystavki «Interagromash – 2012» 29 feb. – 1 marta [The state and prospects for the development of agricultural engineering: collection of materials of the 5th Scientific and practical conference. In the framework of 15th International agricultural exhibition “Interagromash – 2012” February 29th – March 1st]. Rostov-na-Donu. 2012, pp. 88–91 (in Russ.).

