



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Издается с февраля 1930 г.

4•2018

Выходит 6 раз в год

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

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

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

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT

- | | | |
|--|--|----|
| Камалтдинов В.Г., Марков В.А., Лысов И.О., Попов А.Е., Смолий А.Е.
Моделирование процесса сгорания в форсированном транспортном дизеле с заданным законом смесеобразования | Kamaltdinov V.G., Markov V.A., Lysov I.O., Popov A.E., Smolij A.E.
Simulation of combustion process in the forced transport diesel engine with the prescribed law of mixture formation | 3 |
| Зарипов Р.Э., Никишин В.Н., Куликов А.С.
Анализ и разработка теплообменника системы рециркуляции отработавших газов транспортного дизеля | Zaripov R.EH., Nikishin V.N., Kulikov A.S.
Analysis and development of the heat exchanger for the exhaust gas recirculation system of the transport diesel engine | 11 |
| Лиханов В.А., Лопатин О.П.
Индицирование рабочего процесса тракторного дизеля на природном газе и спиртах | Lihanov V.A., Lopatin O.P.
Indication of the working process of the tractor diesel working on natural gas and alcohols | 18 |

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

- | | | |
|---|---|----|
| Руденко Н.Е., Кулаев Е.В., Руденко В.Н., Семинский А.В.
Многофункциональный сошник пропашной сеялки | Rudenko N.E., Kulaev E.V., Rudenko V.N., Seminskij A.V.
Multifunctional coulter of a tilled seeding-machine | 26 |
| Бартенев И.М.
Комбинированная почвообрабатывающая машина для защитного лесоразведения | Bartenev I.M.
Combined tillage machine for protective afforestation | 31 |
| Подзоров А.В.
Обоснование конструкции косилки для I–II этапов селекционных работ | Podzorov A.V.
Substantiation of the construction of the mower for the I-II stages of breeding works | 37 |
| Кем А.А., Миклашевич В.Л.
Высевающий вертикально-дисковый аппарат для посева мелкосеменных культур | Kem A.A., Miklashevich V.L.
Sowing vertical-disc apparatus for seeding small-seed crops | 43 |
| Пахомов А.И.
Исходные требования к оборудованию магнитного обеззараживания зерна | Pahomov A.I.
Initial requirements for magnetic grain disinfection equipment | 48 |

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

THEORY, DESIGN, TESTING

- | | | |
|--|---|----|
| Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г.
Математическое моделирование функционирования почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата | Parhomenko S.G., Parhomenko G.G.
Mathematical modeling of functioning of a tillage machine-tractor unit | 55 |
| Горелов В.А., Комиссаров А.И., Вдовин Д.С., Гаев С.В., Вязников М.В., Тараторкин И.А.
Методика анализа на прочность ходовых систем гусеничных тракторов с использованием многомассовых динамических и конечно-элементных моделей | Gorelov V.A., Komissarov A.I., Vdovin D.S., Gaev S.V., Vyaznikov M.V., Taratorkin I.A.
Method of the strength analysis of a track-type tractor undercarriage with the use of multibody simulation and finite element analysis | 63 |
| Золотаревская Д.И.
Анализ влияния основных факторов на характеристики упругих свойств эластичных колес тракторов | Zolotarevskaya D.I.
Analysis of the influence of the main factors on the characteristics of the elastic properties of elastic wheels of tractors | 71 |

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВАECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING

- | | | |
|---|---|----|
| Джаббаров Н.И., Шкрабак В.С.
Методика определения энергозатрат при вероятностном характере нагрузки МТА | Dzhabbarov N.I., SHkrabak V.S.
The methodology for determining of the energy costs for the probabilistic nature of the load of a machine-tractor unit | 79 |
|---|---|----|

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ФОРСИРОВАННОМ ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЕ С ЗАДАНЫМ ЗАКОНОМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

SIMULATION OF COMBUSTION PROCESS IN THE FORCED TRANSPORT DIESEL ENGINE WITH THE PRESCRIBED LAW OF MIXTURE FORMATION

В.Г. КАМАЛТДИНОВ¹, Д.Т.Н.

В.А. МАРКОВ², Д.Т.Н.

И.О. ЛЫСОВ¹

А.Е. ПОПОВ¹, К.Т.Н.

А.Е. СМОЛИЙ¹

¹ Южно-Уральский государственный университет,
Челябинск, Россия

² Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана), Москва,
Россия, vkamaltdinov@yandex.ru

V.G. KAMALTDINOV¹, DSc in Engineering

V.A. MARKOV², DSc in Engineering

I.O. LYSOV¹

A.E. POPOV¹, PhD in Engineering

A.E. SMOLIY¹

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
vkamaltdinov@yandex.ru

Разработана новая однозональная модель процесса сгорания топлива, основанная на уравнениях химической кинетики, которая в большей мере учитывает особенности внутрикамерных процессов двигателей внутреннего сгорания. Процесс сгорания рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления до диоксида углерода и воды групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса. Количество активных молекул топлива, вступающих в реакцию, зависит от общего количества молекул топлива, текущей температуры смеси и условной энергии активации, изменяющейся в зависимости от доли выгоревшего топлива. Условная продолжительность окисления этой группы активных молекул принимается зависящей не только от общего количества молекул топлива, но и от объема камеры сгорания, количества молекул кислорода, количества молекул инертных компонентов и турбулентности внутри камеры сгорания. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, определяется через низшую теплоту сгорания топлива и расходуется на повышение температуры и давления смеси в зоне горения. На каждом шаге расчета корректируется количество молекул всех веществ в результате выгорания топлива. Особенностью модели является введение нового параметра, учитывающего фактор времени на молекулярном уровне, – условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива. Новая математическая модель положена в основу алгоритма разработанной программы расчета рабочего цикла форсированного дизеля с заданным законом смесеобразования. Выполнены расчеты влияния температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного дизеля в диапазоне от 360 до 430 К. По результатам расчета установлено, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла достигаются при температуре 360 К. Индикаторные диаграммы давления в цилиндре и законы тепловыделения, полученные расчетным путем, хорошо согласуются с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: дизель, смесеобразование, активные молекулы, сгорание, диссоциация, моделирование, рабочий цикл, показатели.

There was developed a new single-zone model of the fuel combustion process, based on the equations of chemical kinetics, which takes into account in more detail the features of the internal chamber processes of internal combustion engines. The combustion process is considered as a set of successive oxidation reactions to carbon dioxide and water of groups of active fuel molecules proceeding according to the Arrhenius law. The number of active molecules of fuel entering into the reaction depends on the total number of fuel molecules, the current mixture temperature and the conditional activation energy, varying depending on the fraction of burned fuel. The conditional duration of oxidation of this group of active molecules is assumed to depend not only on the total number of fuel molecules, but also on the volume of the combustion chamber, the number of oxygen molecules, the number of molecules of inert components and turbulence inside the combustion chamber. The heat released during the oxidation of each group of active fuel molecules is determined through the lower heat of combustion of the fuel and is expended to increase the temperature and pressure of the mixture in the combustion zone. At each step of the calculation, the number of molecules of all substances is corrected as a result of fuel burn-out. A special feature of the model is the introduction of a new parameter that takes into account the time factor at the molecular level, the conventional duration of the oxidation reaction of the active molecules of the fuel. A new mathematical model is used as the basis for the algorithm for the developed program for calculating the operating cycle of an accelerated diesel engine with a prescribed law of mixture formation. Calculations of the influence of the temperature of the fresh charge after the charge air cooler on the duty cycle of the forced diesel in the range from 360 to 430 K are performed. According to the results of the calculation, it is established that the best indicator characteristics of the working cycle are reached at a temperature of 360 K. Indicator diagrams of pressure in the cylinder and the laws of heat generation, obtained by calculation correspond with known experimental data.

Keywords: diesel, mixture formation, active molecules, combustion, dissociation, modeling, working cycle, indicators.

Введение

Известно, что при горении топлива в дизеле скорость реакции зависит от температуры. Причем в начале процесса скорость сгорания резко увеличивается, достигает максимума, а затем снижается, сначала быстро, а по мере выгорания топлива – с плавным замедлением. Исследованиями многих авторов установлено, что в дизелях выделяются зоны с повышенными и пониженными температурами [1]. Так, в объемах, занимаемых топливными факелами, температура достигает 2900–3000 К и выше и сохраняется в начале такта расширения в течение 50–60 градусов поворота коленчатого вала (град. ПКВ) [2]. Известно, что диссоциация диоксида углерода также существенным образом зависит от температуры. При максимальной температуре газов в камере сгорания менее 1900–2000 К диссоциация диоксида углерода незначительная, а при ее повышении до 2900–3000 К степень диссоциации резко возрастает и достигает 0,2–0,25. Одновременно происходит отдача теплоты на осуществление процесса распада диоксида углерода на оксид углерода и атомарный кислород. Это происходит в начале такта расширения (в течение тех же 50–60 град. ПКВ).

Известные математические модели процесса сгорания топлива в ДВС не учитывают влияния диссоциации на процесс тепловыделения именно в период максимальной температуры или учитывают в неявном виде. Поэтому создание новых моделей, описывающих реальные внутрицилиндровые процессы в ДВС, для развития теории горения по-прежнему остается актуальным.

В настоящее время используются три вида моделей процесса сгорания в ДВС. К первому виду относятся модели, описывающие процесс тепловыделения заранее заданной функцией в зависимости от времени или угла ПКВ. Они просты и практичны. Но в них не учитывается влияние давления, температуры и изменения концентраций реагирующих веществ и инертных компонентов на процесс сгорания. При этом диссоциация продуктов сгорания либо не принимается во внимание, либо учитывается коэффициентом использования теплоты или эффективности сгорания. А потери теплоты на диссоциацию в этом случае задаются пропорционально доле выгоревшего топлива и возрастают в течение процесса сгорания. Примером такой модели является пространственная модель И.И. Вибе [3].

Ко второму виду относятся модели, описывающие процесс сгорания топлива как последовательность промежуточных химических реакций. В зависимости от принятого механизма окисления топлива количество этих реакций выбирается от нескольких десятков (для простых углеводородов) до тысяч [4, 5]. При этом для каждой реакции определяются константы скорости реакции, энергии активации и концентрации реагирующих веществ. Для практической реализации в инженерном расчете моделей этого вида требуются большие вычислительные мощности. А, кроме того, продолжительность такого расчета может достигать сотни часов.

Модели третьего вида основаны на применении общего закона химической кинетики (уравнения Аррениуса), описывают процесс сгорания в общем виде и учитывают основные физические параметры (температура, концентрации топлива и кислорода, энергия активации и др.) [1]. Однако эти модели не учитывают наличие в горючей смеси инертных компонентов (азота, продуктов сгорания и др.), которые оказывают флегматизирующее влияние на процесс сгорания топлива в ДВС.

Рассмотренные виды моделей не учитывают в явном виде временной фактор процесса сгорания, а применяются лишь для определения периода задержки воспламенения и продолжительности сгорания при постоянной скорости реакции или изотермической реакции [6]. Однако реальная скорость сгорания топлива изменяется нелинейно и очень быстро в результате постоянного уменьшения количества молекул топлива и кислорода, увеличения количества молекул инертных компонентов и значительного изменения объема и температуры горючей смеси в тактах сжатия и расширения. Поэтому для уточненного расчета давления и температуры рабочего тела в цилиндре ДВС в любой момент времени (на любой стадии процесса сгорания) необходимо применять временной параметр реакции окисления топлива.

На кафедре «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» Южно-Уральского государственного университета разработана новая однозонная модель процесса сгорания топлива в ДВС, основанная на уравнениях химической кинетики, которая учитывает диссоциацию диоксида углерода и временной фактор в развитии процесса сгорания.

Новая модель процесса сгорания топлива в ДВС

Основные положения новой модели.

1. Процесс сгорания представлен в виде системы последовательных реакций окисления групп активных молекул топлива, энергия которых превышает условную энергию активации при данной температуре.

2. Окисление активных молекул топлива происходит до образования диоксида углерода и воды без промежуточных реакций.

3. Количество активных молекул топлива в группе определяется количеством молекул топлива в рассматриваемом объеме цилиндра, температурой смеси в каждый момент времени и условной энергией активации.

4. Условная продолжительность окисления активных молекул топлива в группе определяется количеством молекул топлива, кислорода и инертных компонентов в рассматриваемом объеме цилиндра, его величиной и турбулентностью внутри цилиндра.

5. Теплота, образующаяся при окислении активных молекул топлива, определяется через низшую теплоту сгорания и количество этих молекул топлива. Образовавшаяся теплота остается в рассматриваемом объеме цилиндра и расходуется на повышение температуры и давления смеси.

6. Количества молекул всех активных и инертных веществ, участвующих и образующихся в реакции окисления топлива, корректируются на каждом шаге расчета.

7. Величина шага расчета задается исходя из требуемой точности и ожидаемой продолжительности процесса расчета.

Как правило, при равномерном вращении коленчатого вала ДВС роль временного параметра выполняет угол поворота коленчатого вала, измеряемый в град. ПКВ. Но при моделировании процесса сгорания угол поворота также связан с величиной объема сжатия. А его изменение нелинейным образом влияет на температуру в цилиндре и пропорционально – на концентрации реагирующих и инертных веществ и, следовательно, на скорость реакции окисления. В этом случае однозначно определить, от чего происходит изменение скорости сгорания, – в результате изменения температуры, концентраций веществ или с течением времени, не представляется возможным. Поэтому возникает необходимость разделения различных факторов: времени, температуры,

концентраций активных и инертных веществ. Введение временного параметра позволяет осуществить это разделение. Таким параметром в новой модели процесса сгорания топлива в ДВС является условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива, которая определяется в зависимости от количеств молекул всех компонентов горючей смеси и величины объема сжатия.

Условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива определяется по формуле:

$$\tau_y = \frac{Z_F}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_F^p \cdot C_{O_2}^q} = \frac{V}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_F^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q},$$

где Z_F – количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; const – константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 – коэффициент, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела и продуктов сгорания; K_2 – коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания, $K_2 \geq 1$; $C_F = Z_F/V$ и $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ – концентрации всех молекул топлива Z_F и кислорода Z_{O_2} в объеме V , соответственно; p, q – показатели степени, причем $p + q = n$ – кинетический порядок реакции, $n = 2$.

Для определения коэффициента K_1 принято следующее выражение, полученное на основании анализа зависимости относительной величины периода задержки воспламенения от концентрации кислорода в окислителе [7], представленной на рис. 1:

$$K_1 = 1 - \left(1 - \frac{Z_{O_2}}{Z_{O_2} + Z_{N_2} + Z_{CO_2} + Z_{H_2O} + Z_{CO}} \right)^6,$$

где Z_{N_2} , Z_{CO_2} , Z_{H_2O} и Z_{CO} – количества молекул азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме V , соответственно.

Коэффициентом K_2 возможно моделирование турбулентного движения горючей смеси в цилиндре, повышающего количество активных соударений молекул реагирующих веществ и сокращающего условную продолжительность реакции окисления активных молекул топлива.

Для определения количества активных молекул топлива, которые прореагируют за время, равное условной продолжительности

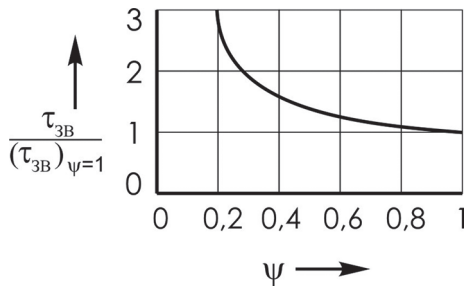


Рис. 1. Зависимость относительной величины периода задержки воспламенения от концентрации кислорода в окислителе [7]

реакции окисления активных молекул топлива, используется известное выражение закона Аррениуса:

$$dZ_F = Z_F \cdot e^{\frac{E_a}{RT}}, \quad (1)$$

где E_a — энергия активации молекул топлива.

Тогда за шаг расчета $\Delta\varphi$ прореагирует количество молекул, определяемое по выражению:

$$\Delta Z_i = \frac{dZ_F \cdot \Delta\varphi}{\tau_y \cdot 6 \cdot n}.$$

Это количество молекул соответствует массе топлива:

$$\Delta m_{comb} = \Delta Z_i \cdot \mu_F \cdot A_0, \quad (2)$$

где μ_F — молекулярная масса топлива, A_0 — число Авогадро.

При сгорании такого количества топлива (за шаг расчета $\Delta\varphi$) выделится соответствующее количество теплоты:

$$\Delta Q_{comb} = \Delta m_{comb} \cdot \xi \cdot H_u, \quad (3)$$

где ξ — коэффициент эффективности сгорания, H_u — низшая теплота сгорания топлива.

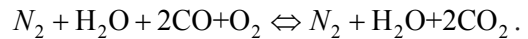
Более подробное описание математической модели представлено в работе В.Г. Камалтдинова [8].

При превышении температуры в зоне горения топлива более 1500–1700 К активизируется процесс диссоциации диоксида углерода и увеличиваются затраты энергии на этот процесс. В результате повышение температуры в зоне горения топлива и, соответственно, скорость сгорания замедляются. Это приводит к задержке роста давления в цилиндре двигателя и снижению индикаторных показателей рабочего цикла. Поэтому для уточненного моделирования процесса сгорания в реальном двигателе разработана модель процесса диссоциации диоксида углерода, позволяющая опре-

делять потери энергии и текущие количества молекул кислорода, оксида и диоксида углерода в цилиндре двигателя.

Модель процесса диссоциации диоксида углерода в ДВС

Процесс диссоциации диоксида углерода схематично представлен в виде обратимой реакции окисления молекул оксида углерода и атомарного кислорода в присутствии молекул азота и воды:



Поскольку в рассматриваемой горючей смеси молекул топлива значительно меньше остальных ее компонентов, влиянием молекул топлива можно пренебречь. Модель процесса диссоциации диоксида углерода, образовавшегося при сгорании топлива в рассматриваемом объеме цилиндра ДВС, включает следующие уравнения:

- кубическое уравнение для определения степени диссоциации при условии квазиравновесного состояния;
- квадратное уравнение для определения константы равновесия реакции диссоциации;
- линейное уравнение для определения количества диссоциировавших молекул диоксида углерода;
- уравнение для определения затрат энергии на процесс диссоциации.

На основании рекомендаций В.В. Померанцева [9] получено следующее кубическое уравнение относительно степени диссоциации диоксида углерода [10]:

$$\alpha^3 + \alpha^2 \frac{2\beta}{1 - K_p^2 p} + \alpha \frac{(-3 - 4\beta)}{1 - K_p^2 p} + \frac{2 + 2\beta}{1 - K_p^2 p} = 0, \quad (4)$$

где α — степень диссоциации диоксида углерода; β — отношение суммы молей азота N_{N_2} и воды N_{H_2O} к числу молей диоксида углерода N_{CO_2} в рабочем теле в начале шага расчета: $\beta = \frac{N_{N_2} + N_{H_2O}}{N_{CO_2}}$, p — давление в цилиндре; K_p — константа равновесия реакции диссоциации.

Положительный действительный корень этого уравнения дает численное значение степени диссоциации.

Для определения константы равновесия использована известная зависимость диссоциации диоксида углерода от температуры [11]:

$$\lg K_p^2 = \frac{29791}{T} + 0,169 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,324 \cdot 10^5}{T^2} - 9,495.$$

Затраты энергии на диссоциацию диоксида углерода за шаг расчета определяются по известной зависимости:

$$\Delta Q_d = \Delta Z_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} \cdot A_0 \cdot E_d,$$

где ΔZ_{CO_2} – изменение за шаг расчета количества диссоциировавших молекул; μ_{CO_2} – молекулярная масса; E_d – энергия диссоциации одной молекулы.

Изменение количества распавшихся молекул диоксида углерода равно изменению количества молекул оксида углерода за шаг расчета (от т. 1 до т. 2) и определяется в зависимости от количеств этих молекул и степени диссоциации по следующему выражению:

$$\begin{aligned} \Delta Z_{CO_2} &= \Delta Z_{CO} = Z_{CO,2} - Z_{CO,1} = \\ &= \alpha_2(Z_{CO,2} + Z_{CO,2,2}) - \alpha_1(Z_{CO,1} + Z_{CO,1,1}). \end{aligned}$$

При снижении температуры в зоне горения степень диссоциации уменьшается и изменение количества распавшихся молекул диоксида углерода становится отрицательным. В результате затраты энергии на диссоциацию становятся также отрицательными. Это означает, что процесс идет в обратную сторону, то есть оксид углерода окисляется с выделением теплоты.

Применение разработанных моделей в расчетных исследованиях форсированного транспортного дизеля

При расчете рабочего цикла дизеля предполагается, что все поданное на данный момент дизельное топливо (количество молекул топлива Z_F) занимает только часть текущего объема цилиндра δ и распределяется в нем равномерно. За шаг расчета $\Delta \phi$ активные молекулы топлива dZ_F , определяемые по формуле (1) и составляющие массу Δm_{comb} по выражению (2), полностью окисляются с выделением теплоты ΔQ_{comb} по выражению (3), которая расходуется на нагрев рабочего тела в цилиндре.

Часть текущего объема цилиндра δ и закон ее изменения задаются эмпирическими зависимостями, полученными при обработке результатов экспериментальных исследований процессов топливоподачи и смесеобразования в камере постоянного объема со скоростной видеосъемкой динамики развития топливных факелов. Полученные зависимости позволяют задавать закон смесеобразования в виде трапеции со сглаженными углами. Высота, ширина,

углы наклона боковых сторон и радиусы скруглений углов трапеции уточняются сопоставлением индикаторных диаграмм, полученных расчетным путем с использованием этой модели, с экспериментальными на различных режимах работы дизеля.

Расчет рабочего цикла дизеля производится по шагам от точки 1 (начало шага) до точки 2 (конец шага) по известной методике [3]. При этом используется следующее уравнение для определения давления в цилиндре дизеля на каждом шаге расчета [10]:

$$p_2 = \frac{2(\Delta Q_{comb} - \Delta Q_{m.o.} - \Delta Q_d)}{m} + p_1 \left(v_1 \frac{k+1}{k-1} - v_2 \right) \cdot \frac{v_2 \frac{k+1}{k-1} - v_1}{v_2 \frac{k+1}{k-1} - v_1},$$

где $\Delta Q_{m.o.}$ – теплота, отведенная от рабочего тела за шаг расчета; m – масса рабочего тела в цилиндре; p, v – давление и удельный объем рабочего тела в цилиндре в начале (1) и конце (2) шага расчета; $k = C_p/C_v$ – показатель адиабаты.

Передача тепла через стенки головки цилиндра, поршень и гильзу вычисляется по известному закону Ньютона – Рихмана:

$$\Delta Q_{m.o.} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_w) \Delta \phi}{6n},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки; F_1 и T_w – площадь и температура поверхности объема цилиндра в начале шага расчета; T_1 – температура рабочего тела в начале шага расчета; n – частота вращения коленчатого вала.

Описанные математические модели положены в основу методики и алгоритма инженерной программы расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», на которую получено Свидетельство о госрегистрации [12]. Возможности этой программы показаны на примере расчетного исследования влияния температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа 6ЧН15/16 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

На рис. 2 приведены результаты расчета рабочего цикла дизеля при различных температурах рабочего тела в начале сжатия T_a . Увеличение этой температуры от 360 до 430 К при неизменных остальных параметрах приводит к существенному ухудшению индикатор-

ных показателей и снижению максимального давления газов в цилиндре дизеля. Наилучшие индикаторные показатели получены при минимальной исследованной температуре $T_a = 360$ К: среднее индикаторное давление цикла $p_i = 2,15$ МПа, удельный индикаторный расход топлива $g_i = 180,7$ г/кВт·ч, индикаторный КПД $\eta_i = 0,469$. Максимальное давление в цилиндре $p_{\max}$ составляет 14,98 МПа. Ухудшение индикаторных показателей и снижение максимального давления в цилиндре происхо-

дит в результате уменьшения коэффициента избытка воздуха и изменения закона тепловыделения.

Приведенные на рис. 2 зависимости хорошо согласуются с известными экспериментальными данными о влиянии температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного дизеля.

На рис. 3 приведены расчетные графики изменения давления в цилиндре и скорости те-

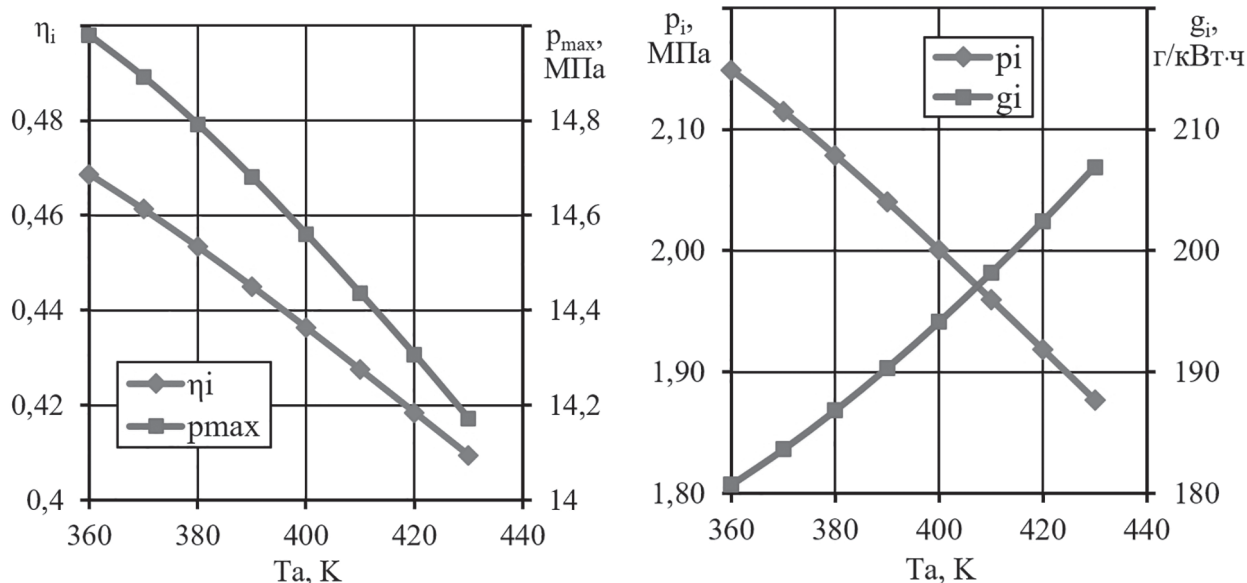


Рис. 2. Зависимость параметров $p_{\max}$, η_i , p_i , g_i от температуры рабочего тела в начале сжатия

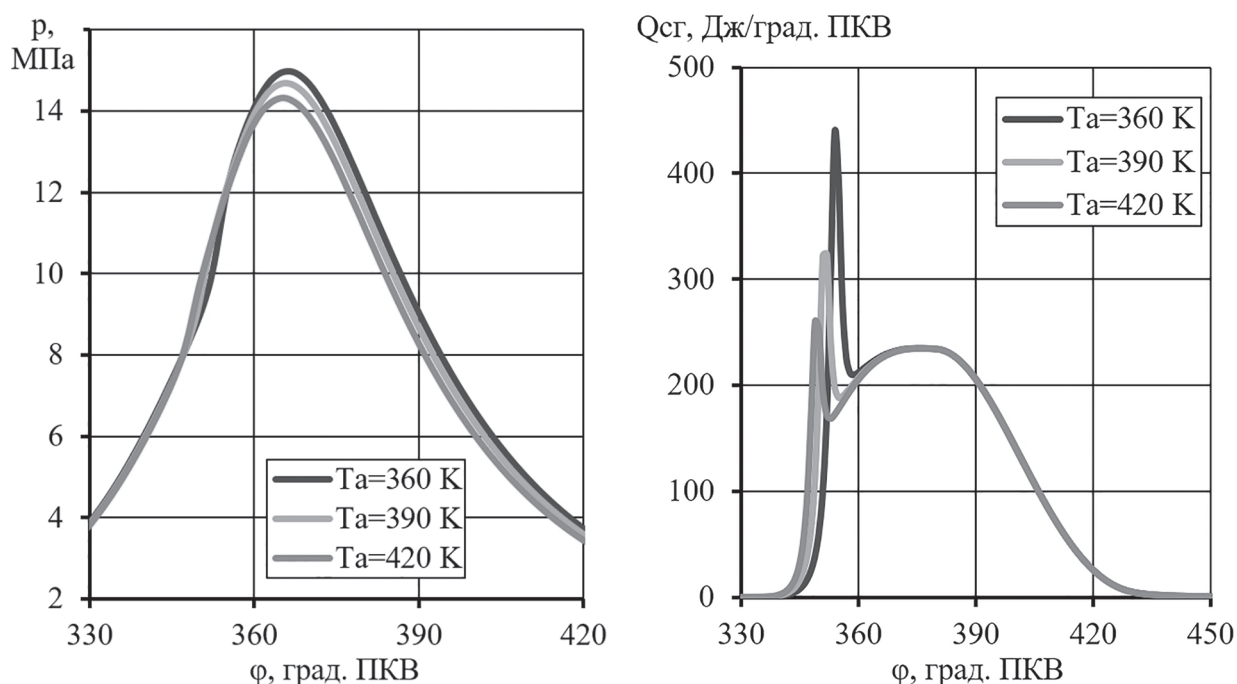


Рис. 3. Графики изменения давления p в цилиндре и скорости тепловыделения Q_{cr} при различных температурах рабочего тела в начале сжатия

тепловыделения при различных температурах рабочего тела в начале сжатия T_a . Здесь видно, что чем выше эта температура, тем раньше начинается процесс сгорания и меньше максимальная скорость тепловыделения. При $T_a = 360$ К самый большой период задержки воспламенения, в течение которого подготавливается большее количество топлива. Это приводит к увеличению скорости нарастания давления, повышению максимального давления в цилиндре и улучшению индикаторных показателей рабочего цикла дизеля. Максимальная скорость тепловыделения в основном периоде (второй максимум) практически не изменяется.

Диаграммы давления в цилиндре и законы тепловыделения, полученные расчетом по разработанным моделям, хорошо согласуются с известными экспериментальными данными, полученными при анализе индикаторных диаграмм форсированных дизелей. Это доказывает возможность применения разработанных математических моделей для инженерного расчета рабочего цикла форсированного дизеля.

Таким образом, использование разработанной программы позволяет на стадии проектирования моделировать и планировать рациональный закон смесеобразования для получения эффективного процесса сгорания и наилучших показателей рабочего цикла форсированного дизеля.

Заключение

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы.

1. Разработаны новая модель процесса сгорания, отличительной особенностью которой является введение нового параметра – условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива, учитывающего фактор времени, и выражение для его определения. Условная продолжительность определяется количеством молекул реагирующих и инертных веществ, величиной занимаемого ими объема и турбулентностью внутри камеры сгорания, а также физико-химическими свойствами топлива.

2. Разработана инженерная программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», в алгоритм которой положена новая модель процесса сгорания. Проведены расчетные исследования влияния температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного дизеля.

3. Наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла форсированного дизеля получены при температуре рабочего тела в начале сжатия $T_a = 360$ К, соответствующие максимальному понижению температуры в охладителе наддувочного воздуха.

4. Диаграммы давления в цилиндре форсированного дизеля и законы тепловыделения, полученные расчетом по разработанным моделям, хорошо согласуются с известными экспериментальными данными.

5. Использование разработанной программы расчета рабочего цикла дизеля с заданным законом смесеобразования позволяет на стадии проектирования моделировать и планировать рациональный закон смесеобразования для получения эффективного процесса сгорания и наилучших показателей рабочего цикла форсированного дизеля.

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие для втузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
2. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справочное пособие. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. 222 с.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.; Свердловск: Машгиз, 1962. 272 с.
4. Zhaolei Zheng, Mingfa Yao. Numerical study on the chemical reaction kinetics of n-heptane for HCCI combustion process // Fuel. 2006. Vol. 85. Is. 17–18. P. 2605–2615. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.05.005.
5. Bhawe A., Balthasar M., Kraft M., Mauss F. Analysis of a natural gas fuelled homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model // Int. J. Engine Res. 2004. Vol. 5. No. 1. P. 93–103.
6. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. 3-е изд., испр. и доп. М.: Наука, 1987. 502 с.
7. Pahl. Beitrage zur Erforschung des Zndprobenmes flssiger Brennstoffe. München. 1927.
8. Камалтдинов В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС // Двигателестроение. 2008. № 3 (233). С. 17–20.
9. Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б., Рундыгин Ю.А., Корчунов Ю.Н., Шагалова С.Л., Шестаков С.М. Основы практической теории горения: учебное пособие / под ред. В.В. Померанцева. Л.: Энергия, 1973. 263 с.

10. Kamaltdinov V. Combustion process modeling in HCCI engine // SAE Technical Paper. 2011. Vol. 2011-01-1789. 10 pp. DOI: 10.4271/2011-01-1789.
 11. Барон Н.М., Пономарева А.М., Равдель А.А., Тимофеева З.Н. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. А.А. Равделя и А.М. Пономаревой. 8-е изд., перераб. Л.: Химия. Ленингр. отд-ние, 1983. 232 с.
 12. Камалтдинов В.Г., Лысов И.О. Программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель»: свидетельство государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017619130, Российская Федерация. Опубликовано 15.08.2017.
- ### References
1. Kavtaradze R.Z. Lokal'nyj teploobmen v porshnevnyh dvigatelyah. Ucheb. posobie dlya vtuzov [Local heat transfer in piston engines: tutorial for colleges]. Moscow. Izd-vo MGTU im. N.EH. Bauman Publ., 2001. 592 p.
 2. Kostin A.K., Larionov V.V., Mihajlov L.I. Teplonapryazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoraniya: spravocnoe posobie [Thermal stress of internal combustion engines: reference book]. Leningrad. Mashinostroenie. Leningr. otd-nie Publ., 1979. 222 p.
 3. Vibe I.I. Novoe o rabochem cikle dvigatelej [New about the working cycle of engines]. Moscow. Sverdlovsk: Mashgiz Publ., 1962. 272 p.
 4. Zhao Lei Zheng, Mingfa Yao. Numerical study on the chemical reaction kinetics of n-heptane for HCCI combustion process // Fuel. 2006. Vol. 85. Is. 17–18. P. 2605–2615. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.05.005.
 5. Bhawe A., Balthasar M., Kraft M., Mauss F. Analysis of a natural gas fuelled homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model // Int. J. Engine Res. 2004. Vol. 5. No. 1. P. 93–103.
 6. Frank-Kameneckij D.A. Diffuziya i teploperedacha v himicheskoj kinetike [Diffusion and heat transfer in chemical kinetics]. 3-e izd., ispr. i dop. Moscow. Nauka Publ., 1987. 502 p.
 7. Pahl. Beitrage zur Erforschung des Zündproblems flüssiger Brennstoffe. München. 1927.
 8. Kamaltdinov V.G. New model of the process of combustion of fuel in ICE. Dvigatelsestroenie. 2008. No 3 (233), pp. 17–20 (in Russ.).
 9. Pomerancev V.V., Aref'ev K.M., Ahmedov D.B., Rundygina YU.A., Korchunov YU.N., Shagalova S.L., Shestakov S.M. Osnovy prakticheskoy teorii goreniya. Uchebnoe posobie [Basics of practical theory of combustion: tutorial]. Pod red. V.V. Pomeranceva. Leningrad. ENergiya Publ., 1973. 263 p.
 10. Kamaltdinov V. Combustion process modeling in HCCI engine // SAE Technical Paper. 2011. Vol. 2011-01-1789. 10 pp. DOI: 10.4271/2011-01-1789.
 11. Барон Н.М., Пономарева А.М., Равдель А.А., Тимофеева З.Н. Краткий справочник физико-химических величин [Quick reference book of physical and chemical quantities]. Pod red. A.A. Ravdelya i A.M. Ponomarevoj. 8-e izd., pererab. Leningrad. Himiya. Leningr. otd-nie Publ., 1983. 232 p.
 12. Kamaltdinov V.G., Lysov I.O. Programma rascheta rabocheho cikla porshnevoho dvigatelya s vosplameneniem ot szhatiya «Dizel'» [Program for calculating the duty cycle of a piston engine with compression ignition "Diesel"]: svidetel'stvo gosudarstvennoj registracii programmy dlya EHVM No 2017619130, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 15.08.2017.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» при выполнении ПНИ по лоту шифр 2014-14-579-0109 по теме: «Исследование и разработка технических решений по созданию энергоэффективных форсированных дизелей специального назначения для наземных транспортных машин». Соглашение о предоставлении субсидии № 14.577.21.0102, уникальный идентификатор RFMEFI57714X0102.

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА ТЕПЛООБМЕННИКА СИСТЕМЫ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF THE HEAT EXCHANGER FOR THE EXHAUST GAS RECIRCULATION SYSTEM OF THE TRANSPORT DIESEL ENGINE

Р.Э. ЗАРИПОВ¹

В.Н. НИКИШИН¹, д.т.н.

А.С. КУЛИКОВ²

¹ Набережночелнинский институт Казанского федерального университета, Набережные Челны, Россия

² Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия, rivalzaripov@mail.ru

R.EH. ZARIPOV¹

V.N. NIKISHIN¹, DSc in Engineering

A.S. KULIKOV²

¹ Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

² Scientific and Technical Center of PJSC «KAMAZ», Naberezhnye Chelny, Russia, rivalzaripov@mail.ru

На сегодняшний день одной из актуальнейших проблем создания современных двигателей сгорания (ДВС) является проблема экологии. Обеспечение требований экологии, как правило, связано с введением новых конструктивных элементов или модернизацией существующих конструкций, поскольку практика показывает, что использование традиционных способов снижения токсичности отработавших газов приводит к постепенному ухудшению топливной экономичности двигателя. В данной статье рассматривается применение и разработка системы рециркуляции отработавших газов транспортного дизеля как наиболее эффективное средство снижения выбросов NO_x в окружающую среду. На примере экспертных данных рассмотрен опыт применения систем рециркуляции отработавших газов в дизелях, а также приводятся их основные преимущества и недостатки. Использование «охлаждаемой» рециркуляции отработавших газов более предпочтительно нежели «неохлаждаемой», так как улучшается наполняемость цилиндров воздушным зарядом, а также обеспечиваются более низкие температуры газов в период сгорания, что способствует уменьшению количества образующих NO_x . Также в работе отмечается, что при применении охлаждаемой системы рециркуляции отработавших газов совместно с оптимизацией конструктивных и регулировочных параметров двигателя происходит уменьшение выбросов NO_x с минимальным ухудшением мощностно-экономических показателей двигателя. На примере исследований и испытаний на стенде транспортного двигателя 8ЧН 12/13 оценена эффективность применения системы рециркуляции отработавших газов на дизеле с приведением всех необходимых данных. Благодаря оптимизации регулировочных параметров и разработанной макетной системы рециркуляции отработавших газов удалось добиться снижения выбросов NO_x на 46 %. Экспериментально показано, что применение в дизеле теоретически разработанной организации рабочих процессов с использованием рециркуляции отработавших газов и характеристик управления основными регулировками процесса сгорания целесообразно.

Ключевые слова: транспортный дизель, система рециркуляции отработавших газов, оксиды азота, заслонка.

Nowadays one of the most urgent problems of creating modern combustion engines (ICE) is the problem of ecology. Ensuring environmental requirements is usually associated with the introduction of new structural elements or the modernization of existing structures, since practice shows that the use of traditional methods to reduce the toxicity of exhaust gases, leads to a gradual deterioration in the fuel economy of the engine. This article discusses the use and development of an exhaust gas recirculation system for a transport diesel as the most effective means of reducing NO_x emissions into the environment. On the example of expert data, the experience of using exhaust gas recirculation systems in diesel engines is considered, and their main advantages and disadvantages are given. The use of «cooled» exhaust gas recirculation is more preferable than «uncooled», since the filling of the cylinders with an air charge improves, and lower gas temperatures during the combustion period are provided, thereby reducing the amount of NO_x generators. It is also noted in the work that when a cooled exhaust gas recirculation system is used in conjunction with optimization of engine design and adjustment parameters, NO_x emissions are reduced with minimal deterioration of the engine's power and economic parameters. On the example of research and simulations on the testbench of the transport engine 8ChN 12/13, the efficiency of the exhaust gas recirculation system on diesel has been estimated and all the necessary data was provided. Due to the optimization of the adjusting parameters and the developed model of the exhaust gas recirculation system, it was possible to achieve 46 % reduction in NO_x emissions. It has been shown experimentally that the use in a diesel engine of a theoretically developed organization of working processes with the use of recirculation of exhaust gases and the characteristics of controlling the main adjustments of the combustion process is advisable.

Keywords: transport diesel, exhaust gas recirculation system, nitrogen oxides, plate.

Введение

В настоящее время дизель занимает доминирующее положение среди существующих энергетических установок с мощностью больше 120 кВт в секторе автомобильного транспорта. Основными направлениями совершенствования показателей транспортных дизелей (ТД) являются: снижение токсичности отработавших газов (ОГ); уменьшение удельного эффективного расхода топлива, уровня вибрации и шумности двигателя, удельной массы двигателя; увеличение срока службы моторного масла, литровой мощности, интервала между техническими обслуживаниями, ресурса работы двигателя [2].

На протяжении последнего десятилетия основной движущей силой развития двигателей внутреннего сгорания (ДВС), и в частности ТД, является происходящее через определенные промежутки времени ужесточение нормативных ограничений по токсичности ОГ. Так, например, действующие в Европе нормативы для ТД Euro 5 по сравнению с нормативами Euro 4 характеризуются ужесточением требования по выбросам оксида азота – NO_x на 43 %, при этом ужесточения требований по выбросам «твердых» частиц, углеводородов и монооксида углерода не происходит (табл. 1). По опыту ведущих зарубежных производителей и исследовательских институтов для достижения ТД нормативов Euro 5 требуется модернизация целого ряда деталей и агрегатов двигателя [5]. Наряду с необходимостью снижения токсичности ОГ следует учитывать важность снижения финансовых затрат на топливо, которые составляют примерно 30 % всех затрат, идущих на жизненный цикл грузового автомобиля.

Как показывает практика, использование традиционных способов снижения токсичности ОГ в ТД, в том числе и за счет уменьшения угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ), приводит, при переходе на более

высокий уровень нормативов по экологии, к постепенному ухудшению топливной экономичности двигателя. Поэтому актуальной становится задача снижения токсичности ОГ при сохранении высокой топливной экономичности двигателя. Ввиду присутствия в дизеле процесса неравномерности и нестабильности топливоподачи происходит ухудшение основных показателей двигателя, таких как мощность, расход топлива и экология [3]. С целью снижения токсичности ОГ необходимо применение в ТД дополнительных систем очистки и нейтрализации токсичных компонентов ОГ, а также, например, системы рециркуляции отработавших газов совместно с оптимизацией конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Опыт применения рециркуляции отработавших газов в дизелях

Рециркуляция ОГ, как способ снижения выбросов NO_x , известен с начала 60-х годов прошлого века. Однако на серийно выпускаемых дизелях она стала использоваться только с 1990-х годов, когда началось интенсивное ужесточение нормативов по токсичности ОГ. В настоящее время система рециркуляции ОГ нашла широкое применение пока только в дизелях для легковых автомобилей. Это в значительной степени связано, во-первых, с тем, что дизелю для легкового автомобиля по сравнению с ТД труднее соответствовать нормативам по токсичности ОГ и у него хуже топливная экономичность вследствие меньшего рабочего объема и диаметра поршня. Во-вторых, в связи с меньшими величинами расхода воздуха и КПД турбокомпрессора в дизелях для легковых автомобилей легче реализовать рециркуляцию ОГ по схеме высокого давления в области высоких нагрузок [4].

В работе А.Н. Воинова [1] отмечается, что в дизеле существенного уменьшения выбросов NO_x удастся достигнуть снижением мак-

Таблица 1

Экологические требования (предельные значения по ESC и ELR тестам)

Выбросы/Стандарты	Монооксид углерода (CO), г/кВт·ч	Углеводород (HC), г/кВт·ч	«Твердые» частицы (PT), г/кВт·ч	Оксид азота (NO_x), г/кВт·ч
Euro 4	1,5	0,46	0,02	3,5
Euro 5	1,5	0,46	0,02	2
Euro 6	1,5	0,25	0,02	2

симальных температур пламени путем разбавления засасываемого воздуха какими-либо инертными газами (H_2O , CO , N_2). Наиболее простым и практически сравнительно легко реализуемым способом является использование частичной рециркуляции ОГ, отбираемых из выпускного тракта, которые после их очистки от сажевых частиц и некоторого охлаждения добавляются к засасываемому двигателем воздуху. Использование «охлаждаемой» рециркуляции ОГ более предпочтительно нежели «неохлаждаемой», так как улучшает наполняемость цилиндров воздушным зарядом, а также обеспечивает более низкие температуры газов в период сгорания, что будет способствовать уменьшению количества образующих NO_x .

В.И. Смайлисом [7] было установлено, что наиболее эффективным способами снижения выбросов NO_x с ОГ в дизеле является перепуск части ОГ на всасывание и уменьшение УОВТ. Однако оба этих мероприятия в ряде случаев приводят к увеличению химической неполноты сгорания топлива, а следовательно, к росту выделения двигателем таких вредных веществ, как окись углерода – CO , альдегиды, сажа и др.

Экспериментальное исследование транспортного дизеля с системой рециркуляцией отработавших газов

Задачами экспериментального исследования являются:

- проверка целесообразности применения в ТД теоретически разработанной организации рабочих процессов с использованием рециркуляции ОГ и характеристик управления основными регулировками процесса сгорания;
- определение оптимального для ТД состава системы рециркуляции ОГ высокого давления с точки зрения достижения наилучших соотношений между выбросами вредных веществ с ОГ (достижение экологического уровня Euro 5) и топливной экономичностью двигателя.

Объект исследований и испытательное оборудование

Исследования проводились на транспортном дизеле 8ЧН 12/13, основные параметры которого приведены в табл. 2

Исследуемый двигатель комплектовался:

- макетной системой рециркуляции ОГ (EGR);
- головками цилиндров с моментом вихря $M_v = 1,6 \pm 0,1$ кг·см.

Схема системы EGR представлена на рис. 1.

Испытания двигателя проводились на стенде, оборудованном асинхронной машиной Dynas3 HD 460 фирмы Schenck, расходомером топлива модели КМА 4000 фирмы Pierburg и другими измерительными приборами в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81, ГОСТ Р 41.49-2004. Измерение концентрации газообразных выбросов вредных веществ (BBB) с ОГ, в том числе оксидов азота (NO_x), оксида углерода (CO), суммарных углеводородов (CH), величины степени рециркуляции (K_{rec}), проводилось газоанализатором модели MEHA-7400D фирмы HORIBA, частиц (PT) – микротоннелем модели MICROTRON 5 фирмы NOVA-MMB; BBB ОГ проводилось по методике Правил № 49(I)-04 ЕЭК ООН на стационарных режимах работы (цикл ESC). Для имитации комплектации двигателя в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН при испытаниях двигателя на режиме номинальной мощности устанавливалось противодействие в системе выпуска ~ 1600 мм вод.ст., а разрежение на впуске составляло ~ 750 мм вод.ст. Двигатель испытывался без вентилятора, компрессора и насоса гидроусилителя руля, а также при различных регулировках по степени рециркуляции ОГ. Расчет BBB с ОГ проводился с учетом мощности, потребляемой вентилятором (рис. 2). Степень рециркуляции регулировалась изменением положения заслонок по

Таблица 2

Параметры транспортного дизеля 8ЧН 12/13

Тип двигателя	V-8
Диаметр цилиндра, мм	120
Ход поршня, мм	130
Рабочий объем, л	11,76
Степень сжатия	17,9
Номинальная мощность, кВт	324
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	1900
Максимальный крутящий момент, Н·м	210
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1300±50
Количество клапанов на цилиндр	2 впускных 2 выпускных
Система наддува	ТКР+ОНВ
Экологический уровень	Euro 4

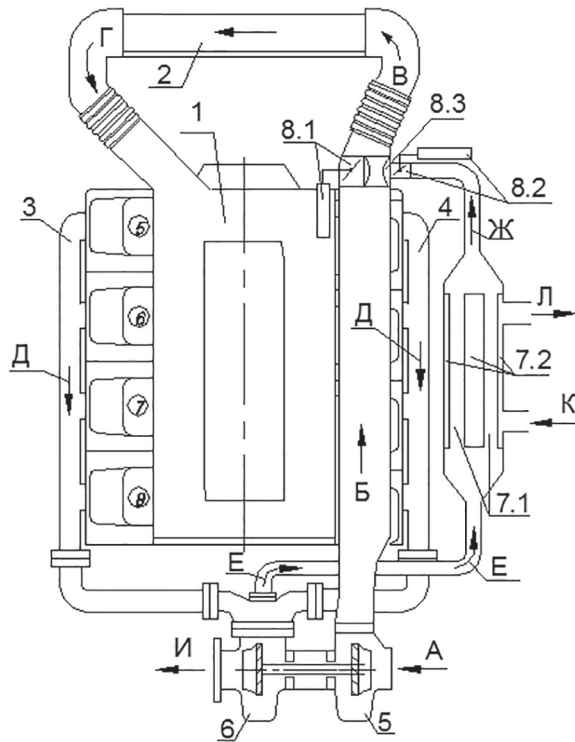


Рис. 1. Схема системы EGR:

- 1 – двигатель; 2 – охладитель наддувочного воздуха (ОНВ); 3 – коллектор выпускной левый; 4 – коллектор выпускной правый; 5 – компрессор ТКР; 6 – турбина ТКР; 7 – теплообменник EGR: 7.1 – полости рециркулируемых газов (РГ), 7.2 – полости охлаждающей жидкости (ОЖ); 8 – узел подготовки смеси воздуха и РГ: 8.1 – заслонка наддувочного воздуха с пневмоцилиндром, 8.2 – заслонка РГ с пневмоцилиндром, 8.3 – смеситель (сопло Вентури); А – воздух на входе в компрессор; Б – наддувочный воздух после ТКР; В – наддувочный воздух с РГ до ОНВ; Г – наддувочный воздух с РГ после ОНВ; Д – ОГ до турбины; Е – РГ до теплообменника EGR; Ж – РГ после теплообменника EGR; И – ОГ после турбины; К – подвод охлаждающей жидкости; Л – отвод ОЖ

наддувочному воздуху (далее – заслонка НВ) и по рециркулируемым газам (далее – заслонка РГ) (поз. 8.1 и 8.2, рис. 1).

Увеличение K_{rec} осуществлялось двумя способами:

- 1) открытием заслонки РГ при полностью открытой заслонке НВ;
- 2) закрытием заслонки НВ при полностью открытой заслонке РГ.

ВВВ с ОГ измерялись без рециркуляции и с рециркуляцией ОГ.

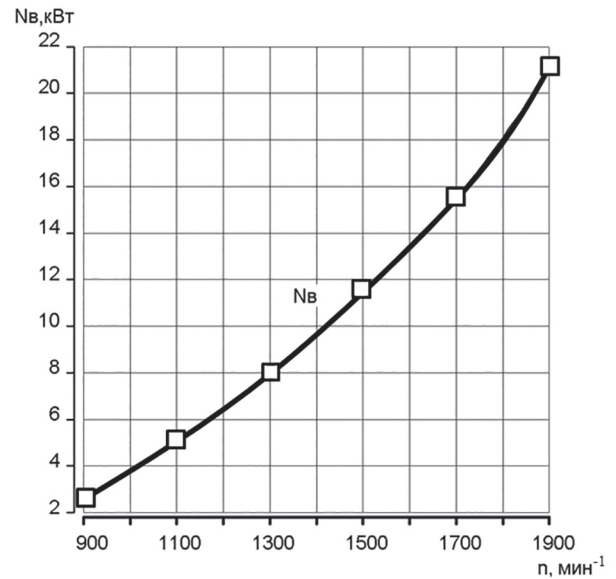


Рис. 2. График мощности, потребляемой вентилятором

Измерения ВВВ с ОГ проводились в двух вариантах настроек таблиц аппликационных параметров (ТАП): в базовой настройке двигателя (ТАП-1) и в настройке с скорректированными значениями углов опережения впрыскивания топлива (ТАП-2). Настройка ТАП-2 проведена с целью снижения выбросов NO_x .

Значения углов опережения впрыскивания топлива и давления в рейле ТА по режимам 13-ступенчатого ESC цикла представлены в табл. 3.

Охлаждение рециркулируемых газов в теплообменнике EGR осуществлялось водой. При снятии регулировочных характеристик подвод воды к теплообменнику EGR осуществлялся из внешнего контура стендовой системы охлаждения, температура воды при этом составила 10...19 °С. При испытаниях по ESC циклу подвод воды к теплообменнику EGR производился из внутреннего контура системы охлаждения двигателя, температура воды при этом составила 74...80 °С.

Для оценки показателей теплообменника EGR проведен расчет с использованием следующих величин.

Эффективность теплообменника EGR [6]:

$$E = \frac{100(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{w1})}, \%,$$

где T_1 , T_2 – температура РГ, соответственно, на входе в теплообменник «EGR» и на выходе из него; T_{w1} – температура воды на входе в теплообменник EGR.

Таблица 3

Значение УОВТ и давления в рейле ТА

Режим		n, мин ⁻¹	Нагрузка, %	Угол опережения впрыскивания топлива, град		Давление в рейле, бар
				ТАП-1	ТАП-2	
1	х.х.	600	0	0	0	500
2	A100	1250	100	6	1	1600
3	B50	1500	50	2	-5	1600
4	B75	1500	75	3	-4	1600
5	A50	1250	50	2	-5	1580
6	A75	1250	75	3	-3	1580
7	A25	1250	25	1	-4	1300
8	B100	1500	100	6	0	1600
9	B25	1500	25	1	-5	1380
10	C100	1750	100	7	2	1600
11	C25	1750	25	1	-3	1400
12	C75	1750	75	3	-1	1600
13	C50	1750	50	2	-2	1560

Тепловой поток теплообменника EGR (количество теплоты, отводимое при охлаждении РГ):

$$Q = G_w \cdot C_w \cdot \Delta T_w = G_{pg} \cdot C_{pg} \cdot \Delta T_{pg}, \text{ кДж/ч},$$

где G_w , G_{pg} – массовые расходы охлаждающей и охлаждаемой сред (воды и РГ); C_w , C_{pg} – средние удельные теплоемкости охлаждающей и охлаждаемой сред для воды: $C_w = 4,187 \text{ кДж/(кг·К)}$, для РГ: $C_{pg} = 1,162 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1}$ – перепад температуры воды в теплообменнике; $\Delta T_{pg} = T_1 - T_2$ – перепад температуры РГ в теплообменнике.

Расход РГ:

$$G_{pg} = K_{rec} \cdot G_{ог} = K_{rec} \cdot (G_b + G_t) \text{ кг/ч},$$

где $G_{ог}$ – общий расход ОГ; G_b , G_t – расход воздуха и топлива, соответственно.

Расчетный расход воды:

$$G_{wp} = \frac{Q}{C_w \cdot \Delta T_w}, \text{ кг/ч}.$$

Тепловая нагрузка на систему охлаждения (мощность, необходимая для охлаждения РГ):

$$N_T = \frac{Q}{3600}, \text{ кВт}.$$

Оценка теплообменника EGR проведена на режиме с наибольшими значениями расхода РГ и температуры воды на входе в теплообменник.

Результаты испытаний транспортного дизеля 8ЧН 12/13

На первом этапе определяли показатели выбросов вредных веществ без применения рециркуляции ОГ и с применением при различных регулировках угла опережения впрыскивания топлива. В табл. 4 представлены значения удельных ВВВ с ОГ.

Экспериментально установлено, что испытанная система EGR в диапазоне работ двигателя $n = 1250...1750 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивает степень рециркуляции $K_{rec} = 0,013...0,09$ (рециркуляцию ОГ в количестве 1,3...9 % от $G_{ог}$). Большие значения K_{rec} наблюдаются на высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя, соответственно, там, где соотношение $P_T/P_{к1}$ более высокое.

Из двух способов управления степенью рециркуляции предпочтительным является способ 1 (регулировка заслонкой РГ при открытой заслонке НВ), второй способ управления (регулировка заслонкой НВ при открытой заслонке РГ) неприемлем в виду увеличения сопротивления в смесителе (п. 8.1, рис. 1) при закрытии заслонки НВ и значительного падения давления наддувочного воздуха (на $\sim 0,2...0,8 \text{ кгс/см}^2$), снижения расхода воздуха (G_b уменьшается на $\sim 70...370 \text{ кг/ч}$) и, как следствие, ухудшения топливной экономичности двигателя (g_c ухудшается на 8...14 г/лсч).

Таблица 4

Значение удельных ВВВ с ОГ

Вариант		NO _x	CH	CO	PT
		г/кВт·ч			
Без рециркуляции ОГ	ТАП-1	10,46	0,19	0,47	0,012
	ТАП-2	7,91	0,18	0,33	0,014
С рециркуляцией ОГ	ТАП-1	7,57	0,17	0,52	0,014
	ТАП-2	5,69	0,17	0,38	0,016
Предельные нормы Евро 5		2	0,46	1,5	0,020

Наибольшая эффективность системы EGR по снижению удельных выбросов оксидов азота достигается при полностью открытой заслонке РГ (при наибольшей степени рециркуляции). Исходя из этого, испытания по циклу ESC проводились при полностью открытой заслонке РГ.

Из анализа результатов ESC цикла следует, что в базовом варианте двигателя (ТАП-1, без рециркуляции) выполнение норм Евро 5 возможно при снижении NO_x на ~81 %.

Испытанная система EGR снижает NO_x на ~28 %, а совместно с корректировкой углов опережения впрыскивания топлива – на ~46 %.

Установлено, что величина $K_{\text{рец}}$ зависит от температуры РГ (температуры T_2), т.е. от эффективности теплообменника EGR. Так, из сравнения режимов регулировочных характеристик и ESC цикла, имеющими разное значение T_2 , следует, что при снижении T_2 на 1 °С степень рециркуляции увеличивается на ~0,002...0,019 %.

По рекомендациям фирмы MODINE (производит теплообменники EGR для средних и тяжелых грузовых автомобилей) рециркулируемые газы необходимо охлаждать до температур ~150...180 °С. Испытанный теплообменник EGR на режимах с большими значениями расхода РГ и температуры воды на входе в теплообменник (режимы C100 и C75 ESC цикла) не обеспечивает достаточной эффективности охлаждения РГ ($E = 66...67,5$ %), температура РГ на выходе из теплообменника составляет ~220...250 °С.

Для оценки необходимых параметров теплообменника системы EGR с уровнем рециркуляции 25 % проведен предварительный расчет, представленный в табл. 5.

Из расчета следует, что при повышении рециркуляции ОГ до 25 % для поддержания температуры РГ после теплообменника EGR на уровне 150 °С необходим теплообменник с эффективностью ~88 %, обеспечивающий отвод теплоты в количестве ~261 МДж/ч, тепловая нагрузка на систему охлаждения при этом оставляет ~73 кВт, расчетное количество расхода воды для перепада $\Delta T_w = 10$ °С составляет ~6 м³/ч.

Заключение

Экспериментально показано, что применение в ТД теоретически разработанной организации рабочих процессов с использованием рециркуляции ОГ и характеристик управления основными регулировками процесса сгорания целесообразно.

Для исследования возможности снижения выбросов NO_x ТД 8ЧН 12/13 до уровня Евро 5 рекомендуется повысить степень рециркуляции системы EGR до 25 %, увеличив пропускную способность смесителя. А также необходимо использовать радиатор системы охлаждения с большей на 73 кВт тепловой мощностью или применить дополнительный низкотемпературный контур охлаждения для теплообменника EGR.

Таблица 5

Результаты предварительного расчета

$K_{\text{рец}}$	$T_1, ^\circ\text{C}$	$T_2, ^\circ\text{C}$	$T_{w1}, ^\circ\text{C}$	$T_{w2}, ^\circ\text{C}$	$E, \%$	$G_{\text{ог}}, \text{кг/ч}$	$G_{\text{пр}}, \text{кг/ч}$	$Q_{\text{пр}}, \text{кДж/ч}$	$G_{\text{вр}}, \text{кг/ч}$	$N_t, \text{кВт}$
0,250	650	150	90	80	88	1800	450	261450	6051	72,63

Литература

1. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1977. 277 с.
2. Голиков В.П. Улучшение экологических и топливно-экономических показателей транспортного дизеля за счет применения рециркуляции отработавших газов и совершенствование рабочих процессов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 2004. 18 с.
3. Девянина А.С. Оценка влияния неравномерности подачи топлива на показатели дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 3–4.
4. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2000. 80 с.
5. Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей // Двигателестроение. 2002. № 2. С. 23–27. № 3. С. 32–34.
6. Рыженков А.А. Практическая реализация систем рециркуляции отработавших газов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей. Сб. науч. тр. междунар. научн.-техн. конф. СПб.: СПбГАУ, 2004. С. 364–366.
7. Смайлис В.И. Рециркуляция отработавших газов как средство сокращения выбросов окислов азота дизелями // Снижение загрязнения воздуха в городе выхлопными газами автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1971. С. 118–126.
2. Golikov V.P. Uluchshenie ehkologicheskikh i toplivno-ehkonomicheskikh pokazatelej transportnogo dizelya za schet primeneniya recirkulyacii otrabotavshih gazov i sovershenstvo-vanie rabochih processov: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of ecological and fuel-economic parameters of the transport diesel engine due to the use of exhaust gas recirculation and improvement of working processes: abstract to dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]. YAroslavl', 2004. 18 p.
3. Devyanina A.S. Evaluation of the effect of fuel unevenness on diesel performance. Traktory i sel'hoz-mashiny. 2017. No 5, pp. 3–4 (in Russ.).
4. Morozov K.A. Toksichnost' avtomobil'nyh dvigatelej [Toxicity of automobile engines]. Moscow: Izd-vo «Legion-Avtodata» Publ., 2000. 80 p.
5. Novikov L.A. The main options of creation of low-toxic transport engines. Dvigatellestroenie. 2002. No 2, pp. 23–27. No 3, pp. 32–34 (in Russ.).
6. Ryzhenkov A.A. Practical implementation of exhaust gas recirculation systems. Uluchshenie ehk-splutacionnyh pokazatelej dvigatelej traktorov i avtomobilej. Sb. nauch. tr. mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. [Improving the performance of engines for tractors and automobiles. Collection of papers of scientific and technical conference]. SPb.: SPbGAU Publ., 2004, pp. 364–366 (in Russ.).
7. Smajlis V.I. Recirculation of exhaust gases as a means of reducing emissions of nitrogen oxides by diesel engines. Snizhenie zagryazneniya vozduha v gorode vyhlopnymi gazami avtomobilej [Reducing air pollution in the city with vehicle exhaust gases]. Moscow: NIINavtoprom Publ., 1971, pp. 118–126 (in Russ.).

References

1. Voinov A.N. Sgoranie v bystrohodnyh porshnevnyh dvigatelyah [Combustion in high-speed piston engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 277 p.

ИНДИЦИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ И СПИРТАХ

INDICATION OF THE WORKING PROCESS OF THE TRACTOR DIESEL WORKING ON NATURAL GAS AND ALCOHOLS

В.А. ЛИХАНОВ, д.т.н.
О.П. ЛОПАТИН, к.т.н.
Вятская государственная сельскохозяйственная
академия, Киров, Россия, nirs_vsaa@mail.ru

V.A. LIHANOV, DSc in Engineering
O.P. LOPATIN, PhD in Engineering
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia,
nirs_vsaa@mail.ru

В статье рассмотрены вопросы применения в качестве альтернативного топлива для тракторного дизеля природного газа и спирто-топливных эмульсий. Отличительной особенностью процессов смесеобразования и горения в дизеле, работающем как на природном газе с запальной порцией дизельного топлива, так и на спирто-топливных эмульсиях, будет являться, по сравнению с дизельным процессом, неоднородность горючей смеси по объему цилиндра, присутствовать совершенно другая испаряемость горючего и несовпадение по времени процессов образования топливо-воздушной смеси и ее горение. Следовательно, применение альтернативных топлив с другим химическим составом и локальными условиями приводит к отличительным показателям процесса сгорания. Поэтому для научного представления действительной картины процесса сгорания дизеля, работающего на природном газе и спирто-топливных эмульсиях, проведено индизирование его рабочего процесса и детальное описание процесса сгорания. При этом для проведения индизирования рабочего процесса дизеля использовался состав альтернативного топлива при работе на природном газе: газ – 80 %, запальная порция дизельного топлива – 20 %; при работе на спирто-топливных эмульсиях: спирт (метанол или этанол) – 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид C-5A – 0,5 %, вода – 7 %, дизельное топливо – 67,5 %. В результате проведенных экспериментальных исследований установлены зависимости влияния режимов работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на природном газе, природном газе с различными степенями рециркуляции отработавших газов (применена для снижения содержания оксидов азота в отработавших газах), метанолю- и этанолю-топливных эмульсий на показатели его процесса сгорания. Определены оптимальные значения показателей процесса сгорания при работе дизеля на альтернативных топливах указанных составов.

Ключевые слова: дизель, природный газ, этанол, метанол, эмульсия, индикаторная диаграмма, сгорание.

The article deals with the use of natural gas and alcohol-fuel emulsions as an alternative fuel for tractor diesel. A distinctive feature of the processes of mixture formation and combustion in a diesel operating on natural gas with a burning portion of diesel fuel, and alcohol-fuel emulsions, will be compared with the diesel process heterogeneity of the fuel mixture in terms of cylinder volume, there is a completely different fuel evaporation and no coincidence in time of the processes of formation of fuel-air mixture and its combustion. Consequently, the use of alternative fuels with different chemical composition and local conditions leads to distinctive indicators of the combustion process. Therefore, for the scientific representation of the actual picture of the combustion process of diesel running on natural gas and alcohol-fuel emulsions, the indexing of its working process and a detailed description of the combustion process is carried out. At the same time, for the indexing of the diesel working process, the composition of alternative fuel was used when working on natural gas: gas-80 %, the ignition portion of diesel fuel-20 %; when working on alcohol-fuel emulsions: alcohol (methanol or ethanol) – 25 %, detergent-dispersing additive succinimide C-5A – 0,5 %, water – 7 %, diesel fuel – 67,5 %. As a result of the experimental studies, the dependences of the influence of the 4F 11,0/12,5 diesel modes on natural gas, natural gas with different degrees of exhaust gas recirculation (used to reduce the content of nitrogen oxides in the exhaust gases), methanol and ethanol fuel emulsions on the combustion process were established. The optimal values of the combustion process parameters during the operation of the diesel engine on alternative fuels of these compositions are determined.

Keywords: diesel, natural gas, ethanol, methanol, emulsion, indicator diagram, combustion.

Введение

С начала развития двигателей внутреннего сгорания так называемая индикаторная диаграмма – кривая изменения давления в цилиндре поршневого двигателя на протяжении рабочего цикла – используется как одно из средств описания и анализа рабочего процесса.

Одно из ценных качеств индикаторной диаграммы, издавна привлекающее внимание исследователей, заключается в том, что она представляет непосредственную запись действительных физических величин, значения которых можно наблюдать без всяких дополнительных расчетов на самой диаграмме. Индикаторная диаграмма дает возможность получить важные сведения о протекании рабочего процесса. Непосредственно из индикаторной диаграммы можно получить данные о величине максимального давления сгорания p_z , скорости повышения давления (жесткости процесса сгорания) $dp/d\phi$ на различных участках, давления на впуске и выпуске, о значении угла ϕ_z , соответствующего периоду задержки воспламенения. Так, индикаторная диаграмма является одним из эффективных средств наблюдения за самовоспламенением в дизеле. Полезная площадь индикаторной диаграммы в координатах $p - v$ определяет работу газов внутри цилиндра за один рабочий цикл, а зная работу цикла легко определить такие основные индикаторные показатели рабочего процесса, как среднее индикаторное давление и индикаторный КПД [1].

Процесс сгорания в дизеле, работающем на альтернативных топливах, еще более чувствителен в сравнении со штатным дизельным процессом (ДП) ко многим конструкционным и эксплуатационным факторам. Возникновение и развитие горения, полнота сгорания топлива воздушной смеси альтернативного топлива также определяются особенностями и скоростями реакций, условиями тепло- и массообмена в зоне пламени и теплоотдачей в стенки цилиндра. Скорость распространения фронта пламени в процессе сгорания зависит от химических и физических факторов и в совокупности со скоростью химической реакции окисления молекул альтернативного топлива в конечном счете влияет на продолжительность сгорания массы рабочей смеси в камере сгорания дизеля. Например, из-за неравномерного распределения исследуемого топлива по цилиндрам состав топливо-воздушной смеси

может оказаться близким к концентрационным пределам распространения пламени, в связи с чем возможны пропуски воспламенения и сгорания в отдельных цилиндрах, или процесс горения может становиться медленным, переходя в фазу расширения [2–4].

Очевидно, что отличительной особенностью процессов смесеобразования и горения в дизеле, работающем как на ПГ с запальной порцией дизельного топлива, так и на спирто-топливной эмульсии (СТЭ), будет являться по сравнению с ДП неоднородность горючей смеси по объему цилиндра, присутствовать совершенно другая испаряемость горючего и несовпадение по времени процессов образования топливо-воздушной смеси и ее горение. Применение альтернативных топлив с другим химическим составом и локальными условиями может приводить к отличительным показателям процесса сгорания и даже к воспламенению во время развития факела распыла. Следовательно, для научного представления действительной картины процесса сгорания дизеля, работающего на ПГ и СТЭ, необходимо детальное и достаточно достоверное описание данного процесса, что можно выполнить только после проведения индицирования рабочего процесса дизеля [5].

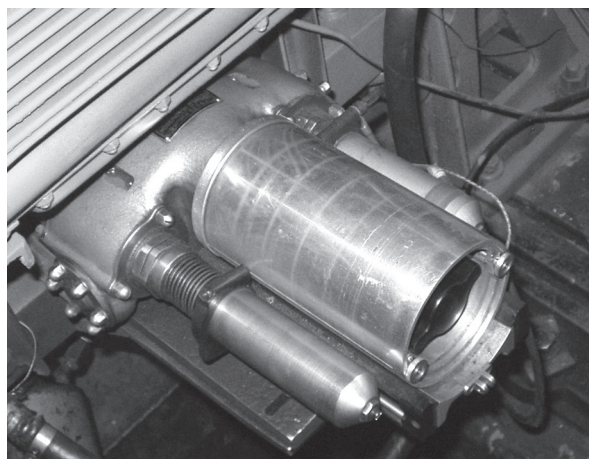
Цель исследования

Экспериментальное индицирование рабочего процесса дизеля, работающего на ПГ и СТЭ.

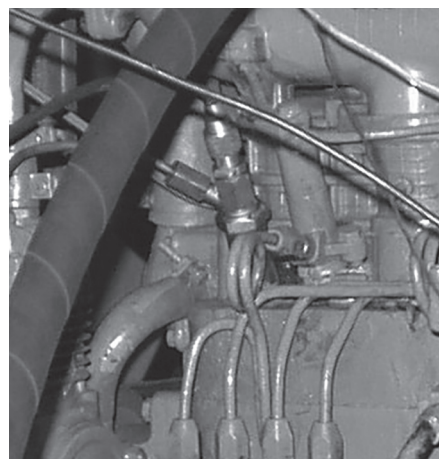
Методы и средства исследования

Индицирование процесса сгорания осуществляли с помощью электропневматического индикатора МАИ-5А с установленным датчиком давления в головке блока 1-го цилиндра (рис. 1). Записывающий механизм устанавливался перед двигателем на одной оси с коленчатым валом через промежуточную муфту, согласно инструкции к МАИ-5А. Установка отметчика верхней мертвой точки (ВМТ) проверялась по положению поршня в ВМТ в первом цилиндре и контролировалась по диаграмме сжатия – расширения без подачи топлива. Обработку индикаторных диаграмм проводили с помощью компьютерной программы ЦНИДИ-ЦНИИМ [6].

На рис. 2, а изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при частоте вращения $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и установочном угле опережения впрыскивания топлива (у.о.в.т.) $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$.

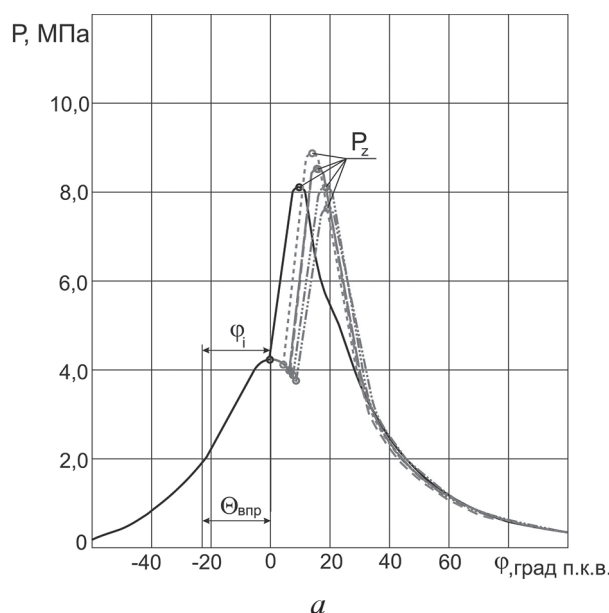


а

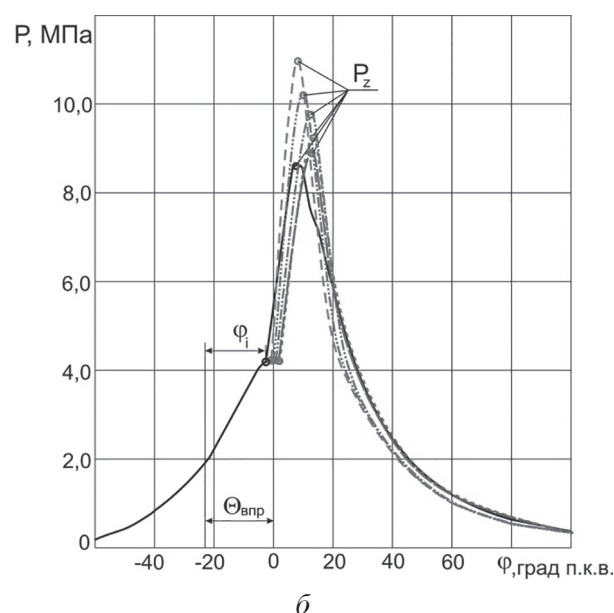


б

Рис. 1. Вид на записывающее устройство (а) и датчик давлений (б) индикатора МАИ-5А



а



б

Рис. 2. Индикаторные диаграммы тракторного дизеля 4Ч11,0/12,5 при $\Theta_{впр} = 23^\circ$:
 а – $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — — — — — ДП; — — — — — ГДП; — ГД с РОГ 10 %;
 — · — · — — ГД с РОГ 20 %; - - - - - ЭТЭ; — — — — — МТЭ

Анализируя представленные на данном режиме индикаторные диаграммы, можно четко видеть увеличение периода задержки воспламенения (ПЗВ) и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных топливах [7]. Так, применение этано-топливной эмульсии (ЭТЭ) увеличивает угол, соответствующий ПЗВ, ϕ_i на $5,5^\circ$, метано-топливной эмульсии (МТЭ), газодизельного процесса (ГДП) – на $7,5^\circ$, ГДП с рециркуляцией отработавших газов (РОГ) 10 % – на $8,5^\circ$, ГДП с РОГ 20 % – на $9,5^\circ$ по отношению к ДП. При этом p_z увеличивается при работе по ГДП

и МТЭ на $0,4 \text{ МПа}$, на ЭТЭ – на $0,8 \text{ МПа}$, при работе по ГДП с РОГ 10 % – соответствует ДП, а при работе по ГДП с РОГ 20 % – снижается на $0,6 \text{ МПа}$ также по отношению к ДП. С увеличением степени РОГ уменьшается угол наклона кривой давления, что свидетельствует о снижении жесткости процесса сгорания.

На рис. 2, б изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_{впр} = 23^\circ$. На режиме максимального крутящего момента также происходит увеличение ПЗВ и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных

топливах. Так, при работе по ГДП величина φ_i увеличивается на $2,0^\circ$, по ГДП с РОГ 10% – на $3,0^\circ$, по ГДП с РОГ 20% – на $4,0^\circ$, на МТЭ – на $5,0^\circ$, на ЭТЭ – на $5,5^\circ$ по сравнению с ДП. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ – на 0,3 МПа, на ЭТЭ – на 0,6 МПа, по ГДП – на 2,4 МПа, по ГДП с РОГ 10% – на 1,6 МПа, по ГДП с РОГ 20% – на 1,2 МПа также по отношению к ДП.

На рис. 3, а изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$. На номинальном режиме при этом значении у.о.в.т. также происходит увеличение ПЗВ и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных топливах. Так, применение ЭТЭ увеличивает угол, соответствующий ПЗВ, φ_i на $5,0^\circ$, МТЭ – на $6,5^\circ$, ГДП – на $7,5^\circ$, ГДП с РОГ 10% – на $8,0^\circ$, ГДП с РОГ 20% – на $9,0^\circ$ по отношению к ДП. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ на 0,3 МПа, на ЭТЭ – на 1,0 МПа, по ГДП – на 1,3 МПа, по ГДП с РОГ 10% – на 0,7 МПа, соответственно по отношению к ДП. При работе по ГДП с РОГ 20% величина p_z равняется ДП.

На рис. 3, б изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$. На режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту, при этом значении $\Theta_{\text{впр}}$ также происходит увеличение

ПЗВ и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных топливах. Так, при работе по ГДП величина φ_i увеличивается на $2,0^\circ$, по ГДП с РОГ 10% – на $3,0^\circ$, по ГДП с РОГ 20% – на $4,0^\circ$, на МТЭ – на $5,5^\circ$, на ЭТЭ – на $6,0^\circ$ по сравнению с ДП. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ – на 0,2 МПа, на ЭТЭ – на 0,7 МПа, по ГДП – на 2,2 МПа, по ГДП с РОГ 10% – на 1,5 МПа, по ГДП с РОГ 20% – на 0,8 МПа также по отношению к ДП.

На рис. 4, а изображены параметры процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5, зависящие от $\Theta_{\text{впр}}$, при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$. Рассматривая экспериментальные кривые параметров процесса горения в ЦД, работающего по ГДП, необходимо выделить, что с увеличением $\Theta_{\text{впр}}$ возрастают величины максимального давления цикла p_z , максимальной осредненной температуры T_{max} , степени повышения давления λ , жесткости процесса горения $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и уменьшается значение угла φ_i , соответствующего ПЗВ. Применение на ГД РОГ не изменяет характер протекания кривых относительно $\Theta_{\text{впр}}$ и приводит к снижению T_{max} , p_z , λ , $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и увеличению значения угла φ_i , соответствующего ПЗВ. Изучая графики ГДП с РОГ можно заметить снижение p_z и $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ относительно чисто ГДП. Так, при $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ и 10%-й РОГ снижение p_z равняется 9,4 МПа, что соответствует 4,3 %,

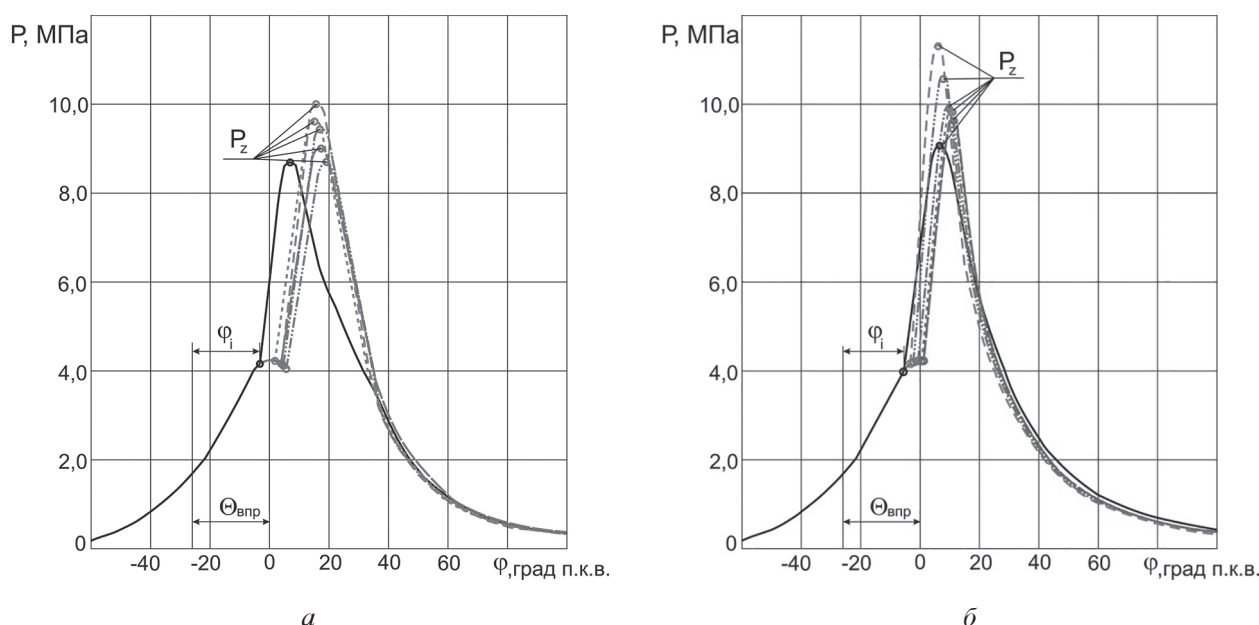


Рис. 3. Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$:

а – $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — — — — — ДП; — — — — — ГДП; — ГД с РОГ 10%; — · — · — ГД с РОГ 20%; - - - - - ЭТЭ; — — — — — МТЭ

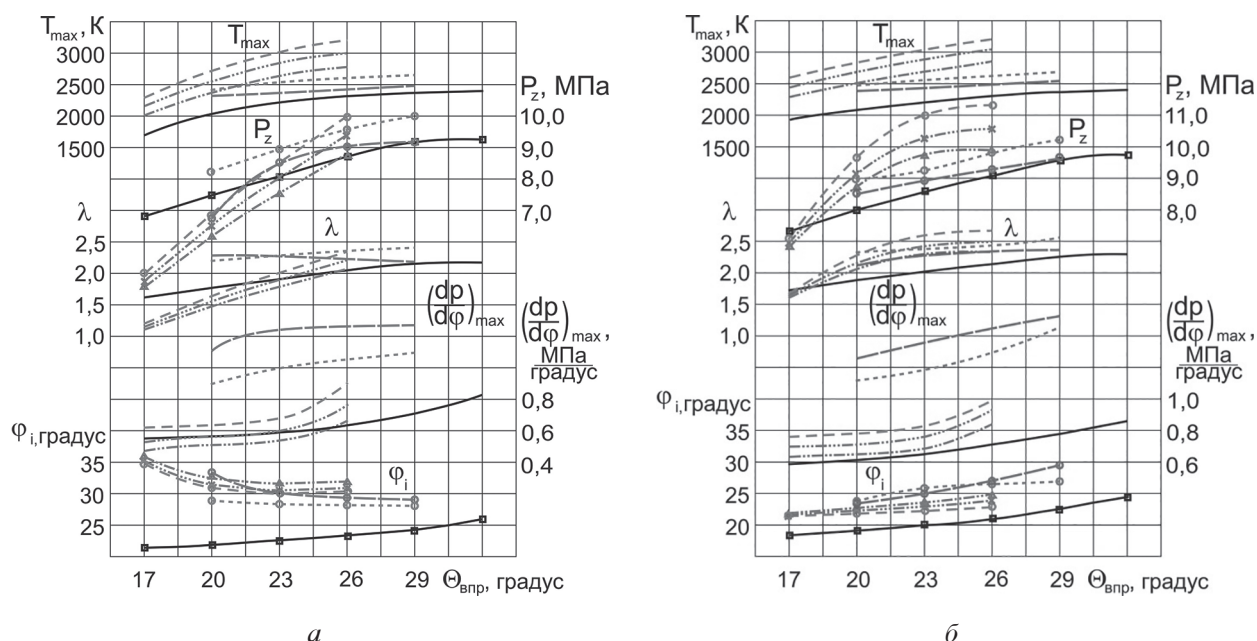


Рис. 4. Влияние применения ПГ и СТЭ на показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5

в зависимости от изменения $\Theta_{впр}$:

$a - n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $b - n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — — — — — ДП; — — — — — ГДП; ······· — ГД с РОГ 10 %; — ····· — ГД с РОГ 20 %; - - - - - ЭТЭ; — — — — — МТЭ

но что, в свою очередь, на 8,0 % выше ДП. Величина угла, соответствующего ПЗВ, повышается слабо. При $\Theta_{впр} = 23^\circ$ максимальное давление в ЦД при ГДП равняется 8,5 МПа, при ГДП с 10%-й РОГ – 8,1 МПа, что меньше на 4,7 % ГДП и соответствует ДП. $(dp/df)_{\max}$ при $\Theta_{впр} = 23^\circ$ по ГДП с 10%-й РОГ характеризуется 0,60 МПа/град, что соответствует снижению на 13,0 % по отношению к ГДП и на 26,7 % ниже ГДП с 10%-й РОГ при $\Theta_{впр} = 26^\circ$.

Рассматривая отличия работы дизеля на МТЭ от ДП, необходимо отметить, что величины параметров процесса сгорания на МТЭ повышаются. Так, при $\Theta_{впр} = 23^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдаются рост $T_{\max}$ на 11,0 %, p_z – на 4,4 %, $(dp/df)_{\max}$ – в 2,1 раза, степени повышения давления λ – на 19,0 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 33,3 %. При установочном у.о.в.т. $\Theta_{впр} = 26^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдаются рост $T_{\max}$ на 7,5 %, p_z на 3,5 %, $(dp/df)_{\max}$ – в 2,0 раза, степени повышения давления λ – на 6,8 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, на 28,3 %. Изучая графические зависимости 4Ч 11,0/12,5 на ЭТЭ и дизельном топливе, следует пояснить, что величины параметров процесса сгорания на ЭТЭ, так же как и на МТЭ, увеличиваются. Так, при $\Theta_{впр} = 23^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ наблюдаются рост $T_{\max}$ на 14,6 %, p_z – на 9,9 %, $(dp/df)_{\max}$ – на 71,2 %, степени повышения давления λ на 19,5 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 24,4 %.

При $\Theta_{впр} = 26^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ наблюдается рост $T_{\max}$ на 13,2 %, p_z на 11,5 %, $(dp/df)_{\max}$ – на 65,1 %, степени повышения давления λ – на 14,1 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, на – 21,7 %.

На основании проведенных исследований на номинальном режиме работы и установочном у.о.в.т. $\Theta_{впр} = 23^\circ$ применение ПГ и РОГ, МТЭ и ЭТЭ приводит к значениям параметров процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5, указанным в табл. 1.

Результаты исследований характеристик процесса горения дизеля 4Ч 11,0/12,5, зависящие от $\Theta_{впр}$, при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, изображены на рисунке 4, б. Рассматривая кривые параметров процесса сгорания ГДП, необходимо отметить, что с увеличением установочного у.о.в.т. при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ возрастают величины $T_{\max}$, p_z , λ , $(dp/df)_{\max}$ и значения угла φ_i , соответствующего ПЗВ. Применение на газодизеле РОГ не изменяет характер протекания кривых относительно $\Theta_{впр}$ и приводит к снижению максимальной осредненной температуры газов в ЦД $T_{\max}$, p_z , λ , $(dp/df)_{\max}$ и увеличению значения угла φ_i , соответствующего ПЗВ. Так, следует выделить, что на ГДП с 10%-ной РОГ при $\Theta_{впр} = 26^\circ$ уменьшается величина p_z до 10,6 МПа, что соответствует снижению на 6,2 % по отношению к ГДП и на 16,5 % выше ДП. Величина $(dp/df)_{\max}$

Таблица 1

Результаты исследований показателей процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$
и номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,64 \text{ МПа}$)

Топливо	Показатели				
	$T_{\text{max}}, \text{ К}$	$p_z, \text{ МПа}$	λ	$(dp/d\varphi)_{\text{max}}, \text{ МПа/град}$	$\varphi_i, \text{ градус}$
Дизельное	2190	8,1	1,90	0,59	22,5
ПГ	3010 (увеличение на 37,4 %)	8,5 (увеличение на 4,9 %)	2,0 (увеличение на 5,3 %)	0,69 (увеличение на 17,0 %)	30,0 (увеличение на 33,3 %)
ПГ с РОГ 10 %	2790 (увеличение на 27,4 %)	8,1 (соответствует ДП)	1,90 (соответствует ДП)	0,60 (увеличение на 1,7 %)	31,0 (увеличение на 37,8 %)
ПГ с РОГ 20 %	2680 (увеличение на 22,4 %)	7,5 (снижение на 7,4 %)	1,80 (снижение на 5,3 %)	0,54 (снижение на 8,5 %)	32,0 (увеличение на 6,7 %)
МТЭ	2430 (увеличение на 11,0 %)	8,5 (увеличение на 4,9 %)	2,26 (увеличение на 19,0 %)	1,25 (увеличение в 2,1 раза)	30,0 (увеличение на 33,3 %)
ЭТЭ	2510 (увеличение на 14,6 %)	8,9 (увеличение на 9,9 %)	2,27 (увеличение на 19,5 %)	1,01 (увеличение на 71,2 %)	28,0 (увеличение на 24,4 %)

на этом же режиме падает до 0,92 МПа/град, а величина угла, характеризующего ПЗВ несколько повышается.

При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ максимальное давление в ЦД при ГДП равняется 11,0 МПа, при ГДП с 10%-й РОГ – 10,2 МПа, что соответствует снижению на 7,3 % по отношению к ГДП и выше на 18,6 % ДП. Величина $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ равняется 0,76 МПа/град, что больше на 8,4 % ГДП и меньше на 17,4 % ГДП с 10%-й РОГ при $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$.

Исследуя зависимости работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на МТЭ и дизельном топливе при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, необходимо выделить увеличение параметров процесса сгорания на МТЭ. При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдается увеличение значений T_{max} на 11,3 %, p_z – на 3,5 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – в 2,1 раза, степени повышения давления λ – на 15,0 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 25,0%. При $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдается рост T_{max} на 9,2 %, p_z – на 2,2 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – в 2,0 раза, степени повышения давления λ на 7,3 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 28,6 %. Исследуя графические зависимости работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ЭТЭ и дизельном топливе, следует отметить увеличение параметров процесса сгорания на ЭТЭ, так же как и на МТЭ. Так, при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ наблюдается рост T_{max} на 14,9 %, p_z – на 7,0 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – на 85,9 %, степени повышения давления λ – на 18,0 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 27,5 %. При установочном у.о.в.т. $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ

наблюдается рост T_{max} на 14,0 %, p_z – на 7,7 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – на 84,5 %, степени повышения давления λ на 11,5 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 26,2 %.

Результаты исследований параметров процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5, работающего на ПГ, ПГ с РОГ и СТЭ, при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ сведены в табл. 2.

Выводы

В результате экспериментальных исследований показателей процесса сгорания дизеля при работе на ПГ и СТЭ можно сделать следующие выводы.

1. На основании проведенных исследований показателей процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 предложено значение оптимального установочного угла опережения впрыскивания топлива, равное 23° . Это же значение рекомендовано и для дизельного процесса.

2. Установлены зависимости влияния режимов работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ПГ, ПГ с различными степенями РОГ, МТЭ и ЭТЭ – на показатели его процесса сгорания.

3. Определены оптимальные значения показателей процесса сгорания при работе дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ПГ и СТЭ при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$.

При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,64 \text{ МПа}$) получены следующие результаты: ДП – $T_{\text{max}} = 2190 \text{ К}$; $p_z = 8,1 \text{ МПа}$; $\lambda = 1,90$; $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,59 \text{ МПа/град}$; $\varphi_i = 22,5^\circ$; ГДП – $T_{\text{max}} = 3010 \text{ К}$ (увеличение на 37,4 %); $p_z = 8,5 \text{ МПа}$ (увеличение

Таблица 2

Результаты исследований показателей процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,69 \text{ МПа}$)

Топливо	Показатели				
	$T_{\text{max}}, \text{ К}$	$p_z, \text{ МПа}$	λ	$(dp/d\phi)_{\text{max}}, \text{ МПа/град}$	$\phi_i, \text{ градус}$
Дизельное	2210	8,6	2,0	0,64	20,0
ПГ	3050 (увеличение на 38,0 %)	11,0 (увеличение на 27,9 %)	2,60 (увеличение на 30,0 %)	0,83 (увеличение на 29,7 %)	22,0 (увеличение на 10,0 %)
ПГ с РОГ 10 %	2880 (увеличение на 30,3 %)	10,2 (увеличение на 18,6 %)	2,40 (увеличение на 20,0 %)	0,76 (увеличение на 18,8 %)	24,0 (увеличение на 20,0 %)
ПГ с РОГ 20 %	2710 (увеличение на 22,6 %)	9,2 (увеличение на 7,0 %)	2,32 (увеличение на 16,0 %)	0,66 (увеличение на 3,1 %)	23,0 (увеличение на 15,0 %)
МТЭ	2460 (увеличение на 11,3 %)	8,9 (увеличение на 3,5 %)	2,30 (увеличение на 15,0 %)	1,36 (увеличение в 2,1 раза)	25,0 (увеличение на 25,0 %)
ЭТЭ	2540 (увеличение на 14,9 %)	9,2 (увеличение на 7,0 %)	2,36 (увеличение на 18,0 %)	1,19 (увеличение на 85,9 %)	25,5 (увеличение на 27,5 %)

ние на 4,9 %); $\lambda = 2,0$ (увеличение на 5,3 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,69 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 17,0 %); $\phi_i = 30,0^\circ$ (увеличение на 33,3 %); ГДП с РОГ 10 % – $T_{\text{max}} = 2790 \text{ К}$ (увеличение на 27,4 %); $p_z = 8,1 \text{ МПа}$ (соответствует ДП); $\lambda = 1,9$ (соответствует ДП); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,60 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 1,7 %); $\phi_i = 31,0^\circ$ (увеличение на 37,8 %); ГДП с РОГ 20 % – $T_{\text{max}} = 2680 \text{ К}$ (увеличение на 22,4 %); $p_z = 7,5 \text{ МПа}$ (снижение на 7,4 %); $\lambda = 1,8$ (снижение на 5,3 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,54 \text{ МПа/град}$ (снижение на 8,5 %); $\phi_i = 32,0^\circ$ (увеличение на 6,7 %); МТЭ – $T_{\text{max}} = 2430 \text{ К}$ (увеличение на 11,0 %); $p_z = 8,5 \text{ МПа}$ (увеличение на 4,9 %); $\lambda = 2,26$ (увеличение на 19,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 1,25 \text{ МПа/град}$ (увеличение в 2,1 раза); $\phi_i = 30,0^\circ$ (увеличение на 33,3 %); ЭТЭ – $T_{\text{max}} = 2510 \text{ К}$ (увеличение на 14,6 %); $p_z = 8,9 \text{ МПа}$ (увеличение на 9,9 %); $\lambda = 2,27$ (увеличение на 19,5 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 1,01 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 71,2 %); $\phi_i = 28,0^\circ$ (увеличение на 24,4 %).

При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,69 \text{ МПа}$): ДП – $T_{\text{max}} = 2210 \text{ К}$; $p_z = 8,6 \text{ МПа}$; $\lambda = 2,0$; $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,64 \text{ МПа/град}$; $\phi_i = 20,0^\circ$; ГДП – $T_{\text{max}} = 3050 \text{ К}$ (увеличение на 38,0 %); $p_z = 11,0 \text{ МПа}$ (увеличение на 27,9 %); $\lambda = 2,6$ (увеличение на 30,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,83 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 29,7 %); $\phi_i = 22,0^\circ$ (увеличение на 10,0 %); ГДП с РОГ 10 % – $T_{\text{max}} = 2880 \text{ К}$ (увеличение на 30,3 %); $p_z = 10,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 18,6 %); $\lambda = 2,40$ (увеличение на 20,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,76 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 18,8 %); $\phi_i = 24,0^\circ$ (увеличение на 20,0 %); ГДП с РОГ 20 % – $T_{\text{max}} = 2710 \text{ К}$ (увеличение на 22,6 %); $p_z = 9,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 7,0 %); $\lambda = 2,32$ (увеличение на 16,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,66 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 3,1 %); $\phi_i = 23,0^\circ$ (увеличение на 15,0 %); МТЭ – $T_{\text{max}} = 2460 \text{ К}$ (увеличение на 11,3 %); $p_z = 8,9 \text{ МПа}$ (увеличение на 3,5 %); $\lambda = 2,30$ (увеличение на 15,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 1,36 \text{ МПа/град}$ (увеличение в 2,1 раза); $\phi_i = 25,0^\circ$ (увеличение на 25,0 %); ЭТЭ – $T_{\text{max}} = 2540 \text{ К}$ (увеличение на 14,9 %); $p_z = 9,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 7,0 %); $\lambda = 2,36$ (увеличение на 18,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 1,19 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 85,9 %); $\phi_i = 25,5^\circ$ (увеличение на 27,5 %).

личение на 20,0 %); ГДП с РОГ 20% – $T_{\text{max}} = 2710 \text{ К}$ (увеличение на 22,6 %); $p_z = 9,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 7,0 %); $\lambda = 2,32$ (увеличение на 16,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,66 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 3,1 %); $\phi_i = 23,0^\circ$ (увеличение на 15,0 %); МТЭ – $T_{\text{max}} = 2460 \text{ К}$ (увеличение на 11,3 %); $p_z = 8,9 \text{ МПа}$ (увеличение на 3,5 %); $\lambda = 2,30$ (увеличение на 15,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 1,36 \text{ МПа/град}$ (увеличение в 2,1 раза); $\phi_i = 25,0^\circ$ (увеличение на 25,0 %); ЭТЭ – $T_{\text{max}} = 2540 \text{ К}$ (увеличение на 14,9 %); $p_z = 9,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 7,0 %); $\lambda = 2,36$ (увеличение на 18,0 %); $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 1,19 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 85,9 %); $\phi_i = 25,5^\circ$ (увеличение на 27,5 %).

Литература

1. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. М.: Издательство Академии наук СССР, 1960. 200 с.
2. Aydin F., Ogut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine Performance and Emissions // Renewable Energy. 2017. V. 103. P. 688–694.
3. A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // SAE International Journal of Engines. 2016. V. 9. № 1. P. 631–640.
4. Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // Applied Thermal Engineering. 2016. V. 98. P. 670–682.

5. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // *Thermal Engineering*. 2017. V.64. № 12. P. 935. – 944 c.
6. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V.13. № 3. P. 1703–1709.
7. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.

References

1. Indikatornaya diagramma, dinamika teplovydeleniya i rabochiy tsikl bystrokhodnogo porshnevogo dvigatelya [The indicator diagram, the dynamics of heat generation and the operating cycle of a high-speed reciprocating engine]. B.S. Stechkin, K.I. Genkin, V.S. Zolotarevskiy, I.V. Skorodinskiy. Moscow: Izdatel'stvo Akademii nauk SSSR, 1960. 200 p. (in Russ.).
2. Aydin F., Ogut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine Performance and Emissions // *Renewable Energy*. 2017. V.103. P. 688–694.
3. A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // *SAE International Journal of Engines*. 2016. V. 9. № 1. P. 631–640.
4. Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // *Applied Thermal Engineering*. 2016. V. 98. P. 670–682.
5. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // *Thermal Engineering*. 2017. V. 64. № 12. P. 935–944.
6. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 3. P. 1703–1709.
7. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ СОШНИК ПРОПАШНОЙ СЕЯЛКИ

MULTIFUNCTIONAL COULTER OF A TILLED SEEDING-MACHINE

Н.Е. РУДЕНКО¹, д.с.-х.н.

Е.В. КУЛАЕВ¹, к.т.н.

В.Н. РУДЕНКО², к.т.н.

А.В. СЕМИНСКИЙ¹

¹ Ставропольский государственный аграрный университет

² Астраханский государственный университет,
seminskij@yandex.ru

N.E. RUDENKO¹, DSc in Agricultural

E.V. KULAEV¹, PhD in Engineering

V.N. RUDENKO², PhD in Engineering

A.V. SEMINSKIY¹

¹ Stavropol State Agrarian University, Stavropol, Russia

² Astrakhan State University, Astrakhan, Russia,
seminskij@yandex.ru

Для нарезки посевных бороздок на сеялках устанавливают сошники. Наибольшее распространение получили дисковые, килевидные, полозовидные, анкерные сошники. Недостатком дисковых и полозовидных сошников является образование неуплотненного дна посевной бороздки, что противоречит агротехническим требованиям. По рекомендациям, предпосевная обработка почвы должна вестись не позднее чем за сутки до посева. Однако на всей площади это выдержать практически невозможно. За промежуток времени между предпосевной обработкой и посевом появляются всходы сорняков. По известным данным российских и зарубежных ученых если, например, в посевах томатов не удалены сорняки в первые 10 дней, урожайность снижается до 50 %. Поэтому сошник должен оснащаться прополочным лемехом. Зародышевый корешок семени должен как можно быстрее проникнуть в нижние слои почвы и обеспечить зародыши водой и питанием. Эту задачу решает нарезка при посеве подсеменной щели. Высокую дружность и полевую всхожесть обеспечивает плотный контакт семени с почвой. Сейчас этого добиваются установкой за сошниками прикатывающего катка. Однако поверхностное уплотнение почвы затрудняет выход проростков на дневную поверхность. Кроме того, подтягивается влага и быстро прорастают семена сорняков, расположенных в верхнем слое, где и температура почвы выше. Нужен не уплотнитель почвы, а действие непосредственно на семена, обеспечивающее их плотный контакт с почвой.

Разработан многофункциональный сошник, включающий лемех шириной захвата 80 мм с хвостовиком, делающим посевную бороздку шириной 25 мм, пружинный прутковый щелерез для нарезки подсеменной щели и прутковый уплотнитель диаметром 3 мм для обеспечения контакта семени с почвой. Сходящая со стойки и семяпровода сухая почва засыпает тонким слоем до 15...20 мм бороздку. Это улучшает аэрацию, исключает прорастание семян сорняков, облегчает выход проростков на поверхность.

Ключевые слова: сошник, прикатывающий каток, подсеменная щель, уплотнитель семян, посевная бороздка, сеялка, почва.

Coulter are installed for cutting sowing grooves on the seeding-machines. The most common are disk, keeled, razor-shaped, rocker coulter. The disadvantage of disc and razor-shaped coulter is the formation of the unsealed bottom of the sowing groove, which contradicts the agrotechnical requirements. According to the recommendations, pre-sowing soil cultivation should be conducted no later than a day before sowing. However, it is practically impossible to sustain this over the whole area. Weeds appear at the period between the presowing treatment and sowing. According to the known data of Russian and foreign scientists, if, for example, weeds are not removed in tomato crops in the first 10 days, yields are reduced to 50 %. Therefore, the coulter must be equipped with a weed plow. The seed bud must penetrate as soon as possible into the lower layers of the soil and provide seed buds with water and nutrition. This task is solved by slicing when sowing the underseed gap. The field germination is ensured by close contact of the seed with the soil. Now this is achieved by installing a rolling compactor behind the coulter. However, surface compaction of the soil makes it difficult for seedlings to leave the day surface. In addition, moisture is pulled up and the weed seeds located in the upper layer, where the soil temperature is higher, grow quickly. We do not need a soil compactor, but an action directly on the seeds, ensuring their close contact with the soil.

A multifunctional coulter, that has a share with 80 mm-wide shank, which is able to make seed drill of 25 mm width, a spring bar splitter for slicing underseed slit and a 3 mm diameter rod seal to ensure seed contact with the soil, was developed. Descending from the column dry soil covers groove with a thin 15...20 mm layer.

Keywords: coulter, compactor, underseed slit, seed sealer, groove, seeder, soil.

Введение

Применяемые на пропашных сеялках сошники не в полной мере удовлетворяют агротехническим требованиям: не создается плотное семенное ложе; контакт семени с почвой чаще всего осуществляется путем поверхностного прикатывания, что ухудшает условия прорастания семян, аэрацию почвы; не учитываются биологические особенности семян. При такой технологии заделки семян сорняковые растения опережают в развитии культурные растения, что, во-первых, снижает урожайность и, во-вторых, требует применения гербицидов. Что не позволяет выращивать экологически чистую продукцию, что особенно важно для овощеводства. Поэтому назрела необходимость разработки многофункционального сошника, удовлетворяющего агротехническим требованиям и биологическим особенностям семян.

Цель исследования

Целью исследования является обоснование технологии заделки семян при посеве пропашных культур и конструктивных параметров многофункционального сошника.

Материалы и методы исследования

Использованы материалы научных статей, патенты на изобретения результаты лабораторных исследований, конструктивных расчетов, технологического анализа.

Результаты исследования и их обсуждения

Если посмотреть на фазы развития растений из семян (рис. 1) первым появляется зародышевой корешок (а). Он должен свободно проникнуть в нижележащие слои почвы, чтобы обеспечить семя влагой и элементами питания (б). Это необходимо для дружных и полноценных всходов (в).

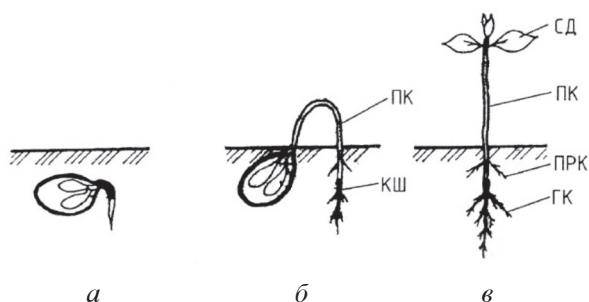


Рис. 1. Фазы развития растений из семени

Для посева используют различные технологические схемы заделки семян (рис. 2).

Наиболее простая техническая схема включает: сошник 1, загортач 2, копирующе-прикапывающий каток 3 и шлейф 4.

Однако при этом уплотняется верхний слой почвы над семенами, что ухудшает аэрацию, затрудняется выход проростков на дневную поверхность (рис. 3). Почвенная влага подтягивается не только к семенам, но и к поверхности, что приводит к ее испарению и созданию более благоприятных условий для семян сорняков, находящихся в верхнем слое почвы. Кроме того, более высокая температура почвы и наличие влаги позволяют сорнякам обгонять в развитии культурные растения.

Следовательно, существующая система создания плотного контакта семян с почвой при посеве пропашных культур требует совершенствования. Это возможно путем вдавливания семян в почву при посеве.

Усилия для вдавливания и разрушения семян пропашных культур представлены в таблицах 1 и 2, возникающие при этом силогаммы – на рис. 4.

Из данных таблиц следует что усилие, необходимое для вдавливания семян кукурузы и подсолнечника в почву, меньше, чем усилие,

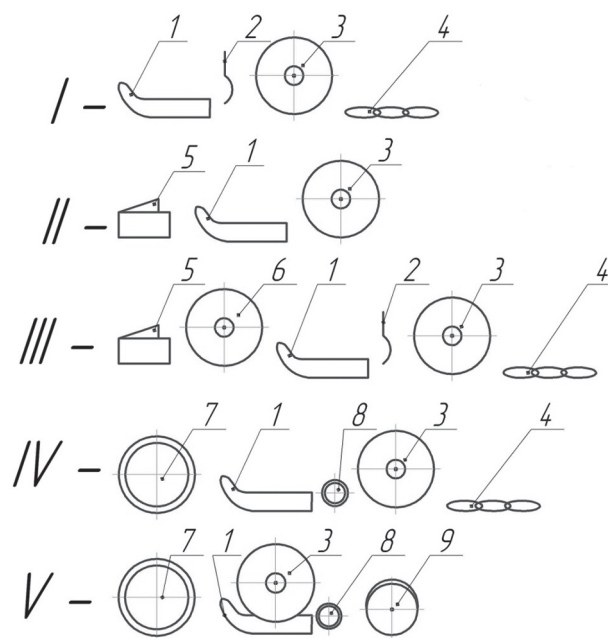
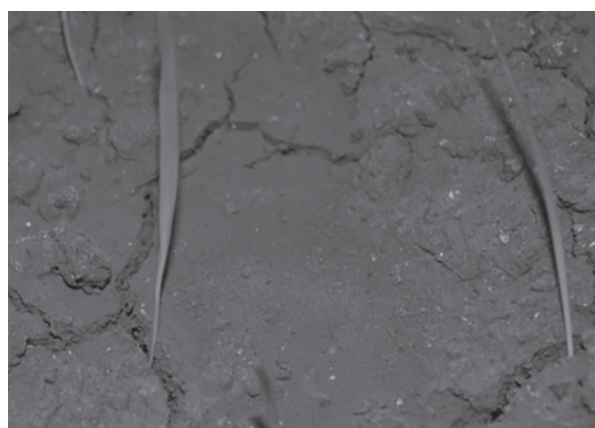


Рис. 2. Технологические схемы заделки семян:

I, II, III, IV, V – варианты; 1 – сошник; 2 – загортач; 3 – копирующе-прикапывающий каток; 4 – шлейф; 5 – комкоудалитель; 6 – копирующе-уплотняющий каток; 7 – дисковый нож (колтер); 8 – присошниковое колесо; 9 – V-образный прикапывающий каток



а



б

Рис. 3. Выход проростков на поверхность:
а – через плотный слой почвы; б – в трещины

Таблица 1

Усилие вдавливания семян в почву

Направление	Культура	Среднее, Н	Стандартное отклонение, Н	Коэффициент вариации, %	Абсолютная ошибка, Н	Относительная ошибка, %
По толщине	Подсолнечник	12,5	1,40	10,9	0,06	4,7
	Кукуруза	5,8	7,5	12,7	0,96	1,6
По ширине	Подсолнечник	12,3	0,82	6,5	0,04	2,8
	Кукуруза	6,43	0,25	3,8	0,22	3,4
По длине	Подсолнечник	6,5	0,25	3,8	0,01	1,7
	Кукуруза	5,3	0,20	3,7	0,0004	0,008

Таблица 2

Усилие разрушения семян пропашных культур

Направление	Культура	Среднее, Н	Стандартное отклонение, Н	Коэффициент вариации, %	Абсолютная ошибка, Н	Относительная ошибка, %
По толщине	Подсолнечник	88,1	4,8	5,3	0,15	1,7
	Кукуруза	232,3	22,7	9,7	1,23	0,53
По ширине	Подсолнечник	40,5	3,3	8,0	0,11	2,5
	Кукуруза	248,6	24,5	9,8	1,27	0,51
По длине	Подсолнечник	15,1	1,8	11,0	0,06	3,7
	Кукуруза	146,7	11,6	7,9	0,88	0,6

необходимое для разрушения семени.

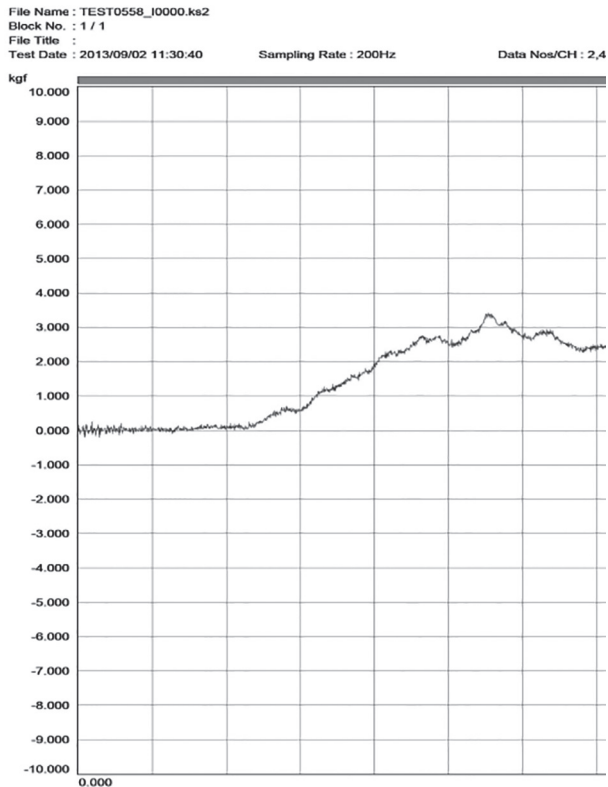
Многофункциональный сошник (рис. 5) включает лемех 1 с хвостовиком 2, закрепленный на стойке 3; ширина лемеха 80 мм, хвостовика 25 мм. К нижнему обрезу стойки болтом М12 4 закреплена прутковая спираль 5, выполненная из пружинной стали Ø3 мм, один конец которой направлен вниз под углом 30° к вертикали и является щелерезом 6, второй под углом 50° за пределы семяпровода, концевая часть которого изогнута и является уплотнителем 7. За стойкой располагается семяпровод 8. Стойка 3

над хвостовиком выполнена треугольного сечения на длину 120 мм, что существенно снижает зависание на ней растительности.

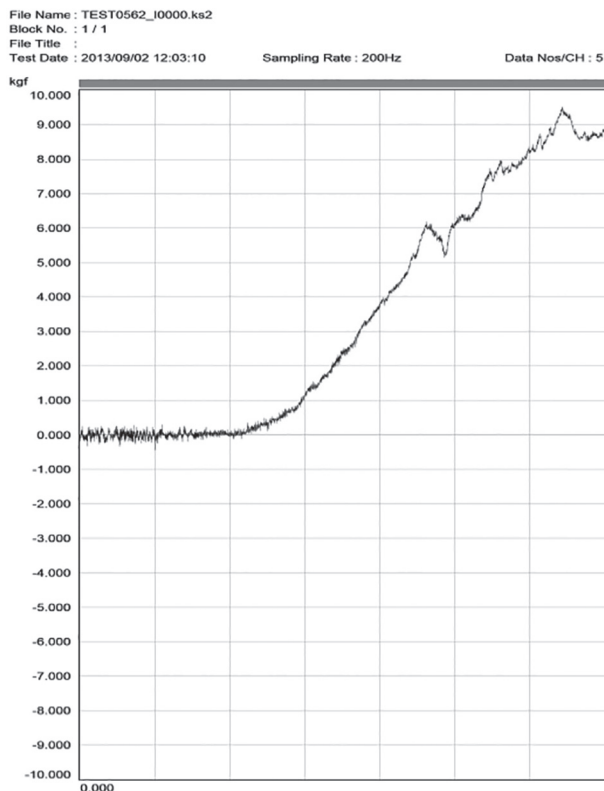
Тяговое сопротивление лемеха:

$$F_{\text{л}} = (t_x + h_c) \cdot k \cdot (1 + f) \cdot (1 + \mu(v - v_0)),$$

где t_x – ширина хвостовика, м; h_c – глубина заделки семян, м; k – удельное сопротивление почвы, Н/м²; v – скорость рабочего движения, км/ч; f – коэффициент трения почвы по металлической поверхности; μ – скоростной коэффициент, ч/км; $v_0 = 6$ км/ч.



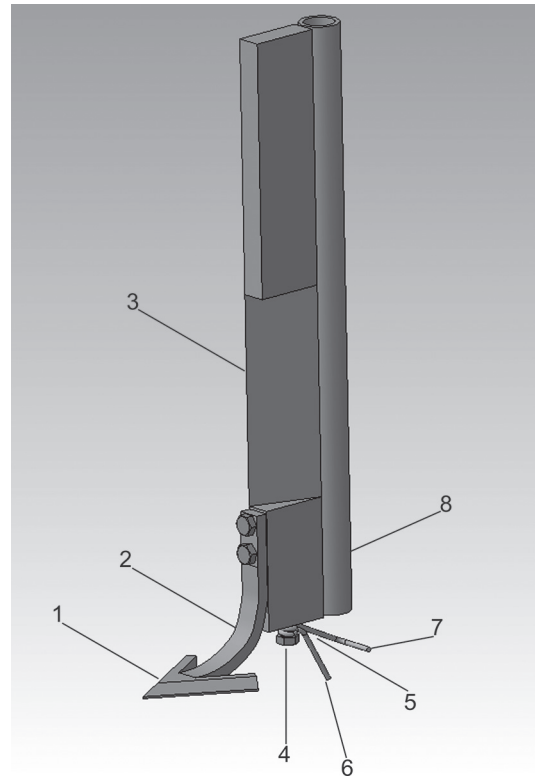
a



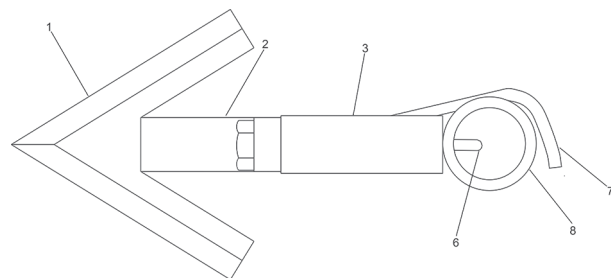
б

Рис. 4. Силограмма усилия:

a – вдавливания семени; б – разрушения семени



a



б

Рис. 5. Многофункциональный сошник:

a – 3D модель сошника; б – схема сошника вид сверху; 1 – лемех; 2 – хвостовик; 3 – стойка; 4 – болт; 5 – пружинная спираль; 6 – щелерез; 7 – уплотнитель; 8 – семяпровод

При $t_x = 0,025$ м; $h_c = 0,04$ м; $k = 30000$ Н/м²; $v = 10$ км/ч; $v_0 = 6$ км/ч; $f = 0,49$; $F_l = 51,8$ Н. Тяговое сопротивление щелереза и семяпровода:

$$F_{щв} = (S_{щ} + S_b) \cdot k \cdot [1 + \mu(v - v_0)] = d \cdot (h_{щ} + h_b) \cdot k \cdot [1 + \mu(v - v_0)],$$

где $S_{щ}$ – рабочая площадь щелереза, м²; S_b – рабочая площадь семядавливателя, м²; d – диаметр пружинной проволоки, м; $h_{щ}$ – глубина щели, м; h_b – глубина уплотнения, м.

Тогда $F_{щв} = 3,3$ Н.

Отсюда, тяговое сопротивление сошника:

$$F_c = F_l + F_{щв} = 55,1 \text{ Н.}$$

Деформация прогиба пружинного щелереза:

$$\lambda = \frac{2l^2 [\sigma_n]}{3Ed},$$

где l – длина щелереза, мм; $[\sigma_n]$ – допускаемое напряжение, кг/мм². E – модуль упругости, Н/мм². В расчетном случае $\lambda = 2,6$ мм. На такую величину будет отклоняться щелерез, вибрируя от изменения нагрузки. Щелерез устанавливается под углом 30°, превышающим угол трения почвы и растительности по стальной поверхности, что исключает залипание и нависание растительности.

Ширина захвата лемеха определяется исходя из агротехнических требований к культивации междурядий. При первой междурядной обработке ширина защитной зоны с одной стороны ряда должно равняться от 3 до 5 см, в среднем 4 см. Отсюда ширина захвата лемеха $40 \cdot 2 = 80$ мм.

В процессе работы лемех 1 подрезает сорняки в двух защитных зонах, хвостовик 2 нарезает посевную бороздку, в которой щелерез делает щель глубиной до 15...20 мм. На дно бороздки поступают семена из семяпровода 8, которые подвергаются вдавливанию уплотнителем 7, обеспечивая хороший контакт с почвой.

Осыпающаяся со стойки 3 и семяпровода 8 почва засыпает посевную бороздку слоем до 15...20 мм. Это сухая мелкокомковатая почва. В ней не прорастают семена сорняков, обеспечивается хорошая аэрация, через нее свободно проходят проростки на дневную поверхность.

По сравнению с другими сошниками предлагаемый сошник имеет ряд преимуществ:

- сошник в значительной степени учитывает биологические особенности семени;
- одновременно с посевом подрезаются в защитной зоне сорняки, что не даст им возможности опережать культурные растения;
- зародышевые корешки семян сразу же проникают в щель и далее в нижележащие слои почвы, обеспечивая семена влагой и почвенным питанием;
- улучшение контакта семян с почвой повышает их дружность и полевую всхожесть, а следовательно, и урожайность.
- засыпание семян небольшим слоем почвы улучшает аэрацию и не препятствует всходу проростков на дневную поверхность.
- при комковатом верхнем слое почвы дисковые, полозовидные, килевидные сошники, погружающиеся в почву сверху, скажут по комкам, изменяя глубину заделки семян.

Предлагаемый сошник идет под верхним слоем, уплотняя и выравнивая семенное ложе.

Заключение

Для создания более благоприятных условий для семян необходимо учитывать их биологические особенности заделки в почву. Это обеспечивает многофункциональный сошник; уничтожаются всходы сорняков при посеве, нарезается подсеменная щель, создается плотный контакт семян с почвой. Небольшой надсеменной слой сухой рыхлой почвы обеспечивает хорошую аэрацию и не препятствует выходу проростков на поверхность.

Литература

1. Руденко Н.Е. Возделывание пропашных культур без применения гербицидов. Н.: Колос, 1992.
2. Руденко Н.Е., Кулаев Е.В., Руденко В.Н., Горбачев С.П. Инновационные семявдавляющие сошники семян. Ставрополь: АГРУС, 2015.
3. Руденко Н.Е., Кулаев Е.В., Руденко В.Н. Новые технологии и средства механизации для растениеводства. Ставрополь АГРУС, 2018.
4. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. Теория, конструкция, расчет. Киснев: ШТИННЦА, 1984.
5. Кленин Н.Н., Сакун В.А. Сельскохозяйственные мелиоративные машины. М.: Колос, 1994
6. Десилков Б.А., Васильев И.П., Туликов И.М. Практикум по земледелию. М.: Колос, 1997.

References

1. Rudenko N.E. Vozdelyvanie propashnykh kul'tur bez primeneniya gerbicidov [Cultivation of tilled crops without the use of herbicides]. Moscow: Kolos Publ., 1992.
2. Rudenko N.E., Kulaev E.V., Rudenko V.N., Gorbachev S.P. Innovacionnye semyavdavlivayushchie soshniki semyan [Innovative seed indenting seed coulters]. Stavropol': AGRUS Publ., 2015.
3. Rudenko N.E., Kulaev E.V., Rudenko V.N. Novye tekhnologii i sredstva mekhanizacii dlya rastenievodstva [New technologies and means of mechanization for crop production]. Stavropol': AGRUS Publ., 2018.
4. Chichkin V.P. Ovoshchnye seyalki i kombinirovannye agregaty. Teoriya, konstrukciya, raschet [Vegetable seeders and combined units. Theory, construction, calculation]. Kishenev: SHTINNCA Publ., 1984.
5. Klenin N.N., Sakun V.A. Sel'skohozyajstvennyye meliorativnyye mashiny [Agricultural reclamation machines]. Moscow: Kolos Publ., 1994.
6. Desilkov B.A., Vasil'ev I.P., Tulikov I.M. Praktikum po zemledeliyu [Laboratory manual on farming]. Moscow: Kolos Publ., 1997.

КОМБИНИРОВАННАЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩАЯ МАШИНА ДЛЯ ЗАЩИТНОГО ЛЕСОРАЗВЕДЕНИЯ

COMBINED TILLAGE MACHINE FOR PROTECTIVE AFFORESTATION

И.М. БАРТЕНЕВ, д.т.н.

Воронежский государственный лесотехнический
университет имени Г.Ф. Морозова,
kafedramehaniza@mail.ru

I.M. BARTENEV, DSc in Engineering

Voronezh State Academy of Forestry Engineering
n.a. G.F. Morozov, Voronezh, Russia, kafedramehaniza@mail.ru

Основная подготовка почвы под защитные лесные насаждения на сельскохозяйственных полях и тракторопроходимых овражно-балочных склонах крутизной до 12° в регионах недостаточного и неустойчивого увлажнения характеризуется низкой степенью крошения почвенного пласта при вспашке плугами, высокой энергоемкостью и материалоемкостью, многооперационностью (вспашка, глубокое рыхление, разрушение почвенных глыб). Вспашка поперек склонов крутизной более $4-6^\circ$ производится только под уклон, то есть через каждый рабочий ход следует холостой, что снижает производительность. Предложена конструкция комбинированной почвообрабатывающей машины – плуг-рыхлитель навесной ПРН-40, заменяющий плуги общего назначения ПЛН-4-35 и плантажный ППН-40, рыхлитель навесной РН-80, культиватор КРТ-3 или борону дисковую тяжелую БДНТ-3, производящий глубокую послойную обработку почвы (вспашка на глубину 25...27 см и рыхление подпахотного слоя на 25...40 см) и активный оборот почвенного пласта как вниз, так и вверх по склону крутизной до $12...15^\circ$; исключая дополнительную обработку с целью разрушения почвенных глыб. В плуге-рыхлителе ПРН-40 применены рабочие органы пассивного (корпус с укороченным отвалом и глубокорыхлитель) и активного (роторный рыхлитель) действия, использующие мощность двигателя трактора через его движители и ВОМ, разделяющие процесс вспашки на отдельные операции, выполняемые с разной скоростью воздействия и подвергающие пласт различным неэнергоемким видам деформации.

Ключевые слова: пласт, крошение, сухие твердые почвы, склон, плуг-рыхлитель, лемешно-отвальный корпус, глубокорыхлитель, роторный рыхлитель, ударное разрушение, активный оборот пласта, совмещение операций.

The main preparation of the soil for protective forest plantations on agricultural fields and tractor pass of gully slopes with the steepness up to 12° in the regions of insufficient and unstable moistening is characterized by a low degree of crumbling of the soil layer, when using plows, high energy and material intensity, multi-operation (plowing, deep loosening, destruction of soil blocks). Plowing across slopes with a steepness of more than $4-6^\circ$ is made only under a slope, i.e. each working stroke is idle, and this reduces the productivity. The design of a combined tillage machine is offered, it is the hinged ripper plow PRN-40, replacing plows of general purpose PLN-4-35 and the plant PPN-40, the hinged ripper RN-80, the cultivator KRT-3 or the heavy disc harrow BDNT-3, which produces a deep layered cultivation of the soil (plowing to a depth of 25...27 cm and loosening the subsoil layer by 25...40 cm) and active circulation of the soil layer both downward and upward along the slope to $12...15^\circ$; excluding additional treatment for the purpose of destroying soil blocks. In the plow-ripper PRN-40, the working parts of the passive (the body with the shortened blade and the deep cutter) and the active (rotary ripper) operation are used. They use power of the tractor engine through its propulsors and PTO separating the plowing process into separate operations performed at different rates of impact and subject to a layer of various non-energy-intensive types of deformation.

Keywords: plast, crumbling, dry hard soils, slope, plow-ripper, plow-dump body, deep ripper, rotary ripper, shock fracture, active formation rotation, alignment of operations.

Введение

Основная площадь полезащитных, приовражных и прибалочных насаждений приходится на сельскохозяйственные регионы недостаточного и неустойчивого увлажнения, в условиях которых лемешно-отвальные плуги при зяблевой вспашке образуют крупноглыбистый пахотный слой и увеличивают количество пылеватых частиц; требуются дополнительные значительные затраты средств и труда для разрушения почвенных глыб и доведения степени крошения почвы до агротехнически эффективного значения.

Другими существенными недостатками существующей технологии подготовки почвы под защитные лесные насаждения являются многооперационность, высокие значения энерго- и материалоемкости. Вспашка и глубокое рыхление, основная и дополнительная обработка почвы выполняются различными однооперационными почвообрабатывающими орудиями, в результате многократных проходов тракторных агрегатов, что ухудшает физико-механические свойства и экологию почв.

Используемые в агролесомелиорации плуги спроектированы подбором параметров применительно к равнинным условиям с уклоном местности в поперечном направлении не более 4°. На склонах большей крутизны нарушается их динамическое равновесие, вследствие чего прицепные и навесные машины и орудия занимают иное геометрическое положение относительно продольной оси трактора и поверхности склона в поперечно-вертикальной плоскости; снижается качество выполняемых работ и увеличивается тяговое сопротивление.

Общим и большим недостатком машин и орудий при работе на склонах является механическая эрозия почвы, то есть сдвиг ее рабочими органами вниз по склону. На склонах более 5...7° плуги оборачивают почвенный пласт только в одну сторону – под уклон, вследствие чего пахотный агрегат через каждый рабочий ход совершает холостой, в результате производительность снижается на 37...45 %.

Цель работы

Снизить энергоемкость и материалоемкость технологических процессов и операций, вредное воздействие техники на почву и номенклатуру почвообрабатывающих машин, повысить качество, производительность и эффективность использования современных

энергонасыщенных тракторов за счет применения неэнергоемких видов деформации почвы, совмещения выполнения основной и дополнительной подготовки почвы за один проход агрегатов и повышения рабочих скоростей.

Методы и результаты

В каком бы состоянии не находилась почва, механическая обработка ее направлена на образование оптимальных условий для посева и посадки, на борьбу с сорной растительностью, на накопление и экономное расходование влаги и защиту почв от эрозии. Это обеспечивается при определенных значениях степени крошения продуктивного слоя почвы и плотности его сложения.

Получать высокую степень крошения почвенного пласта можно только в результате его разрушения, то есть пласт должен быть подвергнут деформациям, при осуществлении которых возникающие напряжения превышают внутренние прочностные связи. Наибольший эффект по степени крошения (75...83 %) достигается при сжатии почвы, находящейся в состоянии физической спелости, то есть когда в почве содержится 40...50 % влаги от полной влагоемкости. Именно, в основном, сжатие положено в форму и параметры рабочей поверхности отвалов полуцилиндрического типа и несколько меньше – полувинтового типа, широко применяемых в плугах общего назначения, а также в специальных – плантажных.

Однако почвы в зоне защитного лесоразведения (черноземы различных типов, каштановый комплекс) большей частью во времени имеют влажность ниже агротехнически допустимых пределов и находятся в полном и слитном состоянии. Поэтому при сжатии таких почв возникает огромная внутренняя энергия, противодействующая деформации пласта, и разрушение их сжатием становится нецелесообразным [1].

По своим физико-механическим и технологическим свойствам связные почвы, находящиеся в состоянии сухих твердых почв, относятся к хрупким материалам. Они обладают малой ударной вязкостью и малым сопротивлением растягивающим их силам, выдерживают в 10...30 раз меньше нагрузки, чем при сжатии [2].

Разрушению внутренних связей сухих твердых почв при действии растягивающих усилий с малыми затратами энергии способствует еще то, что в таких почвах имеются поры, пустоты

и трещины, заполненные воздухом, сумма которых образует в пласте так называемые сечения слабых связей, по линиям которых и происходит разрушение почвенного пласта.

Известны различные способы ударного разрушения почвенного пласта, осуществляемые либо ударником, установленным за лемешно-отвальным корпусом и воздействующим на стенку борозды, либо путем нанесения удара по глыбам почвы, расположенным на поверхности пашни. Менее энергоемким и более эффективным способом разрушения является свободный удар, то есть удар на лету по пласту, поступающему с отвала лемешного корпуса. При этом способе совмещается кинетическое ударное и ударно-отражательное крошение. Ударно-отражательное крошение следует за кинетическим ударным, отброшенные отдельные почвенного пласта ударяются о преграду, которой служит пахотный слой.

Применение свободного удара позволяет, используя кинетическое ударное разрушение, производить транспортировку по воздуху и оборот почвенного пласта. При этом неизменным условием применения свободного удара является предварительное отделение почвенного пласта и подача его к рабочим органам, осуществляющим кинетическое ударное разрушение.

Следовательно, процесс вспашки должен быть разделен на две части, выполняемые различными рабочими органами с разной скоростью. Отделение пласта, подъем и транспортирование его целесообразно проводить, воздействуя на него с обычной скоростью поступательного движения плуга (1,5...2,0 м/с), а крошение, оборот и отвод в борозду в процессе динамического воздействия – со скоростью, как показали исследования [3, 4], большей в кратное число раз – 6...9 м/с.

Данный технологический процесс реализован в конструкции плуга-рыхлителя ПРН-40 (рис. 1), прошедшего испытания и принятого в серийное производство. Плуг ПРН-40 состоит из рамы сварной конструкции, механизма навески, корпуса с укороченным отвалом конической формы, роторного рыхлителя, глубокорыхлителя, двух опорных колес с механизмами регулирования глубины вспашки, привода роторного рыхлителя от ВОМ трактора, карданной и клиноременной передачи и редуктора. Вылет роторного рыхлителя относительно заднего обреза отвала выполнен регулируемым [5]. Правое по ходу движения

опорное колесо объединено с дисковым ножом, отрезающим почвенный пласт в плоскости полевой обрезки корпуса плуга. Наличие двух опорных колес обеспечивает устойчивость плуга относительно поверхности склона в поперечно-вертикальной плоскости.

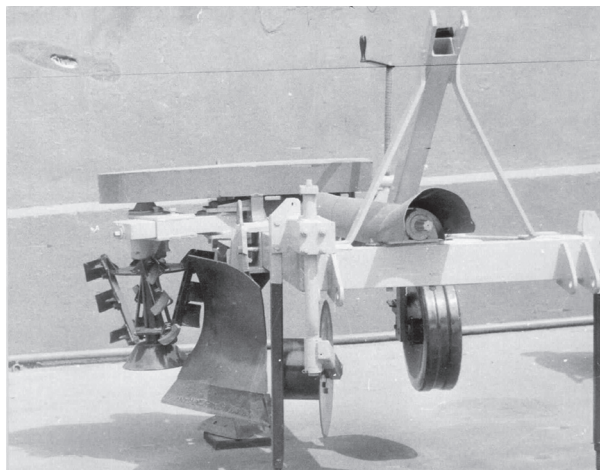


Рис. 1. Плуг-рыхлитель навесной ПРН-40 (общий вид)

Глубокорыхлитель представляет собой стойку, в нижней части которой прикреплен односторонний рыхлительный лапа. Стойка установлена в плоскости полевой обрезки основного корпуса и одновременно выполняет функции полевой доски последнего, то есть снижает удельное давление плуга на стенку борозды, предотвращает разрушение ее и обеспечивает устойчивый ход плуга в горизонтальной плоскости.

Плуг-рыхлитель ПРН-40 агрегируется с тракторами колесными и гусеничными класса 30...40 кН. Совмещает и выполняет за один проход основную и дополнительную обработку почвы, вспашку и глубокое рыхление подпахотного слоя на равнине и склонах крутизной до 12°. Заменяет плуги плантажные ППН-40 и ППН-50, общего назначения ПЛН-4-35, глубокорыхлитель РН-80Б, а также исключает необходимость применения дополнительной обработки почвы, осуществляемой культиватором-рыхлителем КРТ-3 или тяжелой дисковой бороной БДНТ-3 с целью дробления почвенных глыб. Ширина захвата корпуса плуга 40 см, глубокорыхлителя 25 см, глубина вспашки 25...27 см. Общая глубина обработки составляет 50...70 см.

При поступательном движении пахотного агрегата корпус плуга подрезает почвенный

пласт, который скользит по лемешно-отвальной поверхности, поднимается вверх и поворачивается на угол до 80° , а затем при сходе с отвала, за задним обрезом его, попадает под воздействие роторного рыхлителя. Происходит крошение почвенного пласта и его активный оборот (рис. 2).



Рис. 2. Процесс активного оборота почвенного пласта

Активный оборот пласта роторным рыхлителем как вниз, так и вверх по склону обеспечивается его конструктивными особенностями.

Роторный рыхлитель выполнен в виде двух усеченных конусов, соединенных между собой основаниями меньшего диаметра, вращающимися на вертикальной оси с частотой 300 м^{-1} . Нижний конус изготовлен из листовой стали и служит для предотвращения падения пласта за задним обрезом отвала на дно борозды. Верхний конус состоит из стоек, закрепленных между основаниями и отклоненных от образующей конуса в направлении вращения на угол 15° . На стойках в три яруса размещены лопатки под углами к плоскости вращения, увеличивающимися от нижнего яруса к верхнему: нижний ярус 57° ; средний 68° и верхний 80° . Рабочая поверхность лопаток, исходя из условия максимально быстрого спуска находящихся на ней почвенных фракций, выполнена по кривой брахистохрона. Окружная скорость вращения лопаток верхнего яруса $9,0 \text{ м/с}$, среднего $6,3 \text{ м/с}$ и нижнего $4,7 \text{ м/с}$.

Таким образом, благодаря таким особенностям, отличающимся от известных роторных рыхлителей в плугах ПОД-5-35, «Комбинус» и др., в предлагаемой конструкции верхним почвенным частицам сообщается направление перемещения к дну борозды, а нижним, наоборот, вверх. При этом происходит процесс после-

довательного перемещения почвенных слоев, не мешая друг другу, поскольку лопатки верхнего яруса, благодаря отклонению стоек от образующей конуса, входят в контакт с пластом первыми, и они, имея максимальную скорость вращения ($9,0 \text{ м/с}$), сообщают почвенным частицам большие скорости, направляя их на дно борозды предыдущего прохода. За ними следуют частицы среднего слоя и уже за тем нижнего слоя, которые укладываются сверху.

Были проведены испытания плуга-рыхлителя ПРН-40 на Поволжской, Центрально-Черноземной и Северо-Кавказской МИС в условиях светлокаштановых почв твердостью и влажностью верхнего (30 см) слоя $3,56 \text{ МПа}$ и $9,6 \%$, соответственно, и на склоне 11° ($5,03 \text{ МПа}$ и $12,6 \%$); обыкновенного чернозема на склонах $9...10^\circ$ твердостью $3,5 \text{ МПа}$ и влажностью $7,3 \%$. Вспашка производилась поперек склонов с оборотом почвенного пласта вверх и вниз по склону. Для сравнения в качестве аналогов были приняты плуги ПЛН-4-35 и плантажный ППН-40. Общий вид пашни и состав пахотного слоя представлен на рис. 3.

Степень крошения пласта светлокаштановой почвы плугом-рыхлителем ПРН-40 составляет $63,7 \%$, а плугами ПЛН-4-35 и ППН-40 $33,5$ и $37,1\%$, то есть меньше почти в два раза. При этом при вспашке плугом ПРН-40 максимальный размер почвенных комков не превышает 17 см (рис. 3, а), в то время как при вспашке ПЛН-4-35 и ППН-40 масса глыб размеров в поперечнике 40 см и более составляет $54,7$ и $46,4 \%$, соответственно, от общей массы пласта (рис. 3, б, в).

Степень крошения почвы при вспашке плугом-рыхлителем ПРН-40 на овражно-балочных склонах крутизной до 12° не зависит от направления оборота пласта и составляет не менее 70% . Плуг ПЛН-4-35 в аналогичных условиях обеспечивает крошение, равное $41,7 \%$.

Более высокие качественные показатели дает плуг-рыхлитель ПРН-40 на обыкновенном черноземе, степень крошения почвы составляет $94,9 \%$, гребнистость поверхности не превышает 14 см . Сравнимый плуг общего назначения ПЛН-4-35 – $57,1 \%$ и 19 см , соответственно.

При вспашке плугом-рыхлителем ПРН-40 основная масса пласта, состоящая из фракции, комочки которой не превышают 5 см , находится в нижней части пахотного слоя, а поверхность пашни покрыта фракциями размером,



а



б



в

Рис. 3. Качество рыхления почвенного пласта:
а – плугом-рыхлителем ПРН-40; б – плугом ПЛН-4-35; в – плугом плантажным ППН-40

несколько большим 5 см. Твердость пахотного слоя составляет всего лишь 0,6...0,57 МПа, вспушенность превышает глубину вспашки в 1,6...1,8 раза.

При столь малой твердости пахотного слоя и сепарации фракций пласта с выносом нижних более крупных на поверхность и перемещением мелких на дно создается своего рода «губча-

тый» слой, который хорошо впитывает в себя атмосферные осадки. Этим можно объяснить то, что на участке, подготовленном плугом ПРН-40, влажность почвы в течение всего вегетационного периода не была ниже 14 %, а на участке в аналогичных условиях, подготовленном плантажным плугом ППН-40, в два раза ниже – 6,8 %.

Сравнительные исследования плуга-рыхлителя ПРН-40 и плантажного ППН-50 в условиях светлокаштановой среднесуглинистой почвы показали, что в осенне-зимний период после вспашки было накоплено влаги 94 и 58 мм, соответственно, а в последующем летнем паровании площадей дополнительно поступило 100 и 12 мм влаги. Общие запасы влаги на глубине 70 см на площадях, подготовленных ППН-50 и ПРН-40, составили 90 и 208 мм.

Это отразилось на приживаемости и росте культурных растений. Приживаемость посаженных однолетних сеянцев вяза мелколистного на площадях, подготовленных плугами ПРН-40 и ППН-50 составила 98 и 90 %, соответственно; высота культур 114 и 94 см, прирост 88 и 72 см, диаметр стволика в среднем 15 и 11 см.



а



б

Рис. 4. Качество обработки задернелых почв:
а – плугом-рыхлителем ПРН-40;
б – плугом ПЛН-4-35

Плуг-рыхлитель ПРН-40 даже в условиях сильно задернелых почв обеспечивает оборот пласта и высокую степень его крошения и полную заделку растительной массы (рис. 4, а). Плуг ПЛН-4-35 недооборачивает пласты, значительная часть их возвращается в борозду (рис. 4, б). В условиях среднего и слабого задернения ПРН-40 производит полную заделку растительной массы почвой на глубину не менее 13...17 см, распределяя ее равномерно в нижней части сильно вспушенного пахотного слоя.

Заключение

Разработана комбинированная почвообрабатывающая машина, осуществляющая глубокую послойную подготовку почвы в районах развития защитного лесоразведения на равнине и склонах крутизной до 12°, совмещающая за один проход агрегата вспашку на глубину 25...27 см, рыхление подпахотного слоя на глубину 25...40 см (общая глубина 50...70 см), дополнительную обработку пахотного слоя, обычно выполняемую культиваторами-рыхлителями и тяжелыми дисковыми боронами после вспашки плугами общего назначения и плантажными. Разделение технологического процесса вспашки лемешно-отвальными корпусами на отдельные операции и выполнение их разными рабочими органами пассивного и активного действия с различной скоростью воздействия и использованием мощности двигателя трактора через его движители и ВОМ решают проблемы обработки сухих твердых почв, вспашки поперек склонов крутизной до 12°, исключая холостой ход пахотного агрегата через каждый рабочий, и более эффективного использования современных энергонасыщенных тракторов. Одновременное глубокое рыхление почвы способствует накоплению влаги, повышению приживаемости и хода роста насаждений.

Литература

1. Гудков А.Н. Теоретические основы вспашки твердых почв и обоснование конструкции плуга для обработки твердых почв. Материалы НТС ВИСХОМ «Усовершенствование орудий для основной обработки почвы». М., 1969. Вып. 5. С. 212–241.
2. Гудков А.Н., Зотов Н.В. Теоретические положения к выбору новой системы машин для обработки почвы. Труды Волгоградского СХИ. Волгоград. 1968. Т. XXVI. С. 51–52.
3. Панов И.М., Шмонин В.А. Исследование работы комбинированного плужного корпуса. Тракторы и сельхозмашины. 1969. № 8. С. 29–32.
4. Панов И.М., Шмонин В.А. Крошение почвы плугом с комбинированным плужным корпусом. Тракторы и сельхозмашины. 1970. № 2. С. 18–20.
5. Бартенев И.М., Матвеев И.П. Плуг-рыхлитель. А.С. 349367, МКИ А01В3/46. Опубл. 04.09.72, Бюл. № 26.

References

1. Gudkov A.N. Theoretical basis for plowing solid soils and justifying the design of a plow for processing solid soils. Materialy NTS VISKHOM «Usovershenstvovanie orudij dlya osnovnoj obrabotki pochvy» [Materials of the Scientific and Technical Council "Improvement of tools for basic tillage"]. Moscow, 1969. Vyp. 5, pp. 212–241 (in Russ.).
2. Gudkov A.N., Zotov N.V. Theoretical provisions for the selection of a new system of machines for tillage. Trudy Volgogradskogo SKHI. Volgograd. 1968. Vol. XXVI, pp. 51–52 (in Russ.).
3. Panov I.M., SHmonin V.A. Study of the combined plow case. Tractors and agricultural machinery. Traktory i sel'hoz mashiny. 1969. No 8, pp. 29–32 (in Russ.).
4. Panov I.M., SHmonin V.A. Crumbling of soil with plow with combined plow body. Traktory i sel'hoz mashiny. 1970. No 2, pp. 18–20 (in Russ.).
5. Bartenev I.M., Matveev I.P. Plug-ryhlitel' [Ripper-plow]. A.S. No 349367, MKI A01V3/46. Opubl. 04.09.72, Byul. No 26.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОСИЛКИ ДЛЯ I–II ЭТАПОВ СЕЛЕКЦИОННЫХ РАБОТ

SUBSTANTIATION OF THE CONSTRUCTION OF THE MOWER FOR THE I-II STAGES OF BREEDING WORKS

А.В. ПОДЗОРОВ

ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр
ВИМ, Москва, Россия, alexvp900@yandex.ru

A.V. PODZOROV

Federal Scientific Agro-Engineering Center VIM, Moscow,
Russia, lexvp900@yandex.ru

Комплексная механизация селекционно-опытных работ позволяет существенно увеличить объемы получения семян высокого качества и повысить эффективность всей селекционной деятельности. Во время уборки зерновых культур с делянок ежедневно собирают до 5000 шт. номеров в пучках и до 1500 шт. в снопиках. Общий вес собранного за день урожая находится в пределах 500 кг. Уборка растений с делянок первого этапа производят вручную путем срезания растений серпом, ножницами или выдергиванием с корневой системой. Количество образцов, требующих анализа, за сезон исчисляется многими тысячами; например, только в питомниках отбора готовят по каждой культуре до 15–20 тыс. штук растений. Это самая трудоемкая операция в селекции. Количество делянок на II этапе также достигает несколько тысяч штук для каждой культуры. Попытка механизировать уборку однородных делянок на I–II этапах как в России так и зарубежом пока не дала результатов для массового и эффективного применения. В связи с этим в ВИМ с 2011 года начата разработка нового отечественного технического средства для проведения уборки зерновых колосовых культур на I–II этапах селекционных работ с целью снижения затрат на выполнение технологического процесса в первичном семеноводстве с использованием элементов существующих косилок и триммеров. Макетный образец новой косилки под маркой ТС-0,2 был изготовлен МЗОК ВИМ. С учетом накопленного опыта при изучении работы ТС-0,2, в 2017 году в ВИМ проведены работы по его модернизации. Помимо устранения недостатков в конструкцию внедрены дополнительные элементы для улучшения работы, в том числе стол-настил для срезанных стеблей и ряд других. Технические параметры триммера обоснованы исходя из физико-механических, размерных и морфологических свойств и характеристик стеблестоя селекционных посевов, размера селекционных делянок и размещения стеблей в рядке. Уборочные машины подобного типа достаточно востребованы, но, к сожалению, их производство не носит массового характера, что не позволяет организовать их серийное производство.

Ключевые слова: селекция, делянка, рядок, зерновые культуры, механизация, триммер.

Complex mechanization of selection and experimental works allow to significantly increase the volume of obtaining high-quality seeds and improve the efficiency of all breeding activities. During the harvesting of crops, from the plots everyday up to 5000 items in bunches and up to 1500 pieces of beets are harvested. The total weight of the harvest per day is within 500 kg. Harvesting of plants from the plots of the first stage is carried out manually by cutting the plants with a sickle, scissors or pulling out with the root system. The number of samples requiring analysis for the season is estimated by many thousands, for example, only in selection nurseries are prepared for each crop up to 15–20 thousand plants. This is the most time-consuming operation in breeding. The number of plots in the II stage also reaches several thousand pieces for each crop. The attempt to mechanize the cleaning of single-breed plots at the I–II stages, both in Russia and abroad, has not yet yielded results for mass and effective application. In this regard, the VIM started developing a new domestic technical means for harvesting grain crops at the I–II stage of breeding in 2011 to reduce the cost of the technological process in primary seed production using elements of existing mowers and trimmers. Prototype of the new mowers under the brand name TC-0,2 was made by MZOK VIM plant. Taking into account the accumulated experience in the study of the TC-0,2, in 2017, the work on its modernization was carried out in the VIM. In addition to the elimination of deficiencies in the design introduced additional elements to improve the work such as the table-flooring for cut stems. The technical parameters of the trimmer are justified on the basis of physical and mechanical, dimensional and morphological properties and characteristics of the stem of the selection crops, the size of the selection plots and the size of the stems in a row. Harvesting machines of this type are quite popular, but, unfortunately, their production is not mass and this does not allow to organize their mass production.

Keywords: selection, plot, row, crops, mechanization, trimmer.

Введение

Комплексная механизация селекционно-опытных работ позволяет существенно увеличить объемы получения семян высокого качества и повысить эффективность всей селекционной деятельности. Работы по созданию средств механизации для селекции, сортоиспытаний и первичного семеноводства сельскохозяйственных культур были начаты в ВИМ в начале шестидесятых годов прошлого века. За тридцать лет было изготовлено более 30 тысяч единиц машин и оборудования для этих целей. Однако с 1993 года в стране практически полностью прекращена разработка и приостановлено производство селекционно-семеноводческой техники для семеноводческих хозяйств. Имеющаяся в настоящее время в селекционно-семеноводческой технике выработала амортизационные сроки и нуждается в обновлении.

Решить проблему механизации процессов в селекции, сортоиспытании и первичном семеноводстве в России закупкой машин за рубежом не удастся из-за высоких затрат на их приобретение и эксплуатацию, а также необходимости создания специальной системы сервисного обслуживания техники. В сложившихся условиях наибольшую перспективу в решении вопросов механизации селекционно-семеноводческих работ имеет доработка и возобновление производства отечественных селекционных машин для основных технологических процессов, а также разработка нового поколения машин с учетом достигнутого технического уровня и конструктивных решений [1].

Многообразие размеров опытных селекционных делянок и различных объемов уборочного материала не позволяют разработать единую технологию и технические средства уборки урожая с опытных делянок на всех этапах селекционно-семеноводческих работ, поэтому уборка растений в разных питомниках осуществляется различными способами [2, 3].

Можно выделить несколько видов питомников, относящихся к первичным этапам селекции и семеноводства (цифры приведены усредненные):

- питомники размножения гибридных популяций (РГ). Отбирают с делянок колосья (метелки), срезая их ножницами, примерно по 100 колосьев с каждой делянки: примерно 250 делянок – всего 2500 колосьев;

- питомник 1-й селекционный. Всего высевает 2500–3000 номеров на делянках длиной

1 м. Каждая делянка – 1 или 2 рядка. С каждой делянки убирают сноп примерно из 50 растений. После браковки остается 25–30 % снопов от общего количества делянок (т.е. 700–1000 снопов). Растения срезают серпом;

- коллекционный питомник. Убирают до 250 номеров, высеянных кассетной сеялкой (1–2 рядка длиной 1 м). Уборка сплошная (срез серпом) в снопы (примерно 250 снопов по 50–60 растений);

- 1-й питомник испытания потомств (ПИП-1). Высевает не менее 300 элит (300 потомств одного растения) на делянках по 1 рядку длиной 1 м. Каждая лаборатория ведет семеноводство, как минимум, по 3–4 сортам. Каждую делянку убирают в сноп. Получается примерно 1200 снопов, которые тоже нужно высушить и обмолотить;

- выставочные и апробационные снопы. Готовят 5–6 выставочных снопов (не обмолачивают); апробационные – по 2 снопа с каждого поля, занятого репродукцией конкретного сорта. В этих снопах по 500 растений перекрестного самоопыления (рожь) или по 1500 растений самоопыляющихся (пшеница, ячмень, овес, тритикале);

- питомники конкурсного сортоиспытания. Растения не скашивают, а убирают вместе с корневой системой.

Для наглядности объемов уборки на различных этапах, в таблице приведена технология селекционно-семеноводческих работ в ФГБНУ Владимирский НИИСХ (сейчас Верхневолжский ФНАЦ), г. Суздаль.

Отсюда можно сделать два вывода, формирующих социальный заказ на новый вид технического средства для селекционных работ:

- на первом этапе селекции и первичного семеноводства зерновых культур уборку производят вручную, срезая растения с делянок серпом и увязывая их в пучки или снопики. Ежедневно собирают до 5000 шт. номеров в пучках и до 1500 шт. в снопиках. Общий вес собранного за день урожая находится в пределах 500 кг;

- на втором и, частично, на третьем этапах растения срезают серпом и увязывают в снопы. С делянок длиной более 1 м урожай собирают селекционно-семеноводческим комбайном со сбором урожая в отдельные мешочки – по 2–5 кг в каждый. Ежедневно убирают от 120 до 1500 шт. номеров общей массой до 3000 кг в мешочках и до 200 кг в снопах.

Таблица

Объемы и способы уборки семян на различных этапах селекционных работ в ФГБНУ Владимирский НИИСХ, г. Суздаль

Этап	Способ уборки	Объект уборки	Объект сушки	Число культур	Число номеров по культуре	Время уборки	Время сушки зерна	Ежедневн. поступление	Вес ед.	Влажн. зерна исходн. %	Общий вес
I. Питомник исходного материала	Вручную	Колос	Пучок	6	До 25 тыс. $X = 12$ тыс.	Июль–сентябрь	Не ограничено	До 5 тыс.ед. До 1,5 тыс.ед.	До 2,5 г $X = 1,2$ г До 80 г $X = 50$ г	Сухое Сухое	0,5 т
II. Питомник первого года	Вручную Селекционный комбайн	Делянка $L = 1$ м $S = 0,2$ м ²	Сноп Мешок	6 6	До 1500 $X = 800$	“_”	Не ограничено Вслед за поступлен.	До 1500 ед. $X = 600$ ед. До 200 кг $X = 120$ кг	50–180 г $X = 80$ г До 5 кг $X = 2$ кг	Сухое 12–22 $X = 18$	2 т
III. Питомник второго года	Вручную Селекционный комбайн	Делянка $L = 3–10$ м	Сноп Мешок	6 6	До 1500 $X = 400$	“_”	Не огранич. вслед за поступлен.	До 120 ед. $X = 50$ ед. До 400 ед. $X = 120$ ед.	0,8–1,8 кг $X = 1,5$ кг	Сухое 12–22 $X = 18$	2,5 тыс. номеров 3 т
IV. Конкурсное сортоискание	Селекционно-семеноводческий комбайн	“_” $L = 3–10$ м $S = 8–25$ м ²	Мешок	6	до 400 $X = 160$	“_”	Вслед за поступлен.	До 400 ед. $X = 120$ ед.	2–20 кг $X = 18$	12–26	1000 номеров 4 т
Селекцион. размножение 1 года Делянки размножения 1 и 2 года	Селекционно-семеноводческий или семейно-новодческий комбайн	$L = 3–10$ м $S = 0,2–10$ га $X = 4$ га	Мешок Ворох из бункера	6	До 6 $X = 3$	“_”	“_”	До 1500 кг в мешках До 48 т насыпью	До 600 кг $X = 8000$ кг	12–32 $X = 18$	320 т

Примечание

Число номеров и параметры делянок могут варьировать в зависимости от применяемой методики селекции;

S – возможная площадь делянки; X – средняя величина; L – длина делянки.

Цель исследования

Обоснование конструкции уборочного средства для выполнения селекционно-семеноводческих работ, требующих высокого качества и точности выполнения, на делянках и сортоучастках площадью от нескольких квадратных метров до 100 га.

Материалы и методы

Уборка растений с делянок первого этапа производят вручную путем срезания растений серпом, ножницами или выдергиванием с корневой системой. Количество образцов, требующих анализа, за сезон исчисляется многими тысячами; например, только в питомниках отбора готовят по каждой культуре до 15–20 тыс. штук растений [3]. Это самая трудоемкая операция в селекции. Уборку растений с однорядковых делянок второго этапа производят также ручным способом. Ручной способ уборки однорядковых делянок является основным в технологии уборки и применяется во многих селекционных учреждениях. Количество делянок на II этапе достигает несколько тысяч штук для каждой культуры. Опыты проводились на делянках тритикале второго этапа. С одной стороны уборка шла вручную, а с другой стороны, для уборки применялась новая машина, разработанная и изготовленная ВИМ. Количество делянок, участвующих в опытах, составило 300 единиц.

Результаты и их обсуждение

Попытка механизировать уборку однородных делянок на I–II этапах как в России так и за рубежом пока не дала результатов для массового и эффективного применения.

В 1978 году ЦОПКи ВИМ совместно с отделом механизации Краснодарского НИИСХ под руководством проф. Н.Н. Ульриха начали разработку конструкции однорядковой самоходной жатки-сноповязалки.

Привод механизмов осуществлялся от бензинового двигателя «Дружба-4». Производительность машины – до 200 метровых делянок в час.

В 1984 году в ЦОПКи ВИМ были подготовлена конструкторская документация и изготовлен опытный образец новой машины для уборки урожая зерновых с однорядковых делянок.

Машина, в целом, справлялась со своей задачей, однако распространения не получила из-за сложности конструкции, значительной

массы (около 90 кг), неподходящих для работы габаритов и наличия бензинового двигателя в непосредственной близости от оператора-машиниста.

Для I–II этапов селекционных работ в России так и не было создано никаких средств механизации, и до сих пор применяется ручной труд.

В связи с этим в ВИМ с 2011 года начата разработка нового отечественного технического средства для проведения уборки зерновых колосовых культур на I–II этапе селекционных работ с целью снижения затрат на выполнение технологического процесса в первичном семеноводстве с использованием элементов косилки фирмы GARDENA (Германия).

По разработанным исходным требованиям и техническому заданию в конструкторском бюро ВИМ были разработаны конструктивно-компоновочная схема триммера и конструкторская документация для изготовления макетного образца. Макетный образец под маркой ТС-0,2 был изготовлен МЗОК ВИМ (рис. 1) [4].

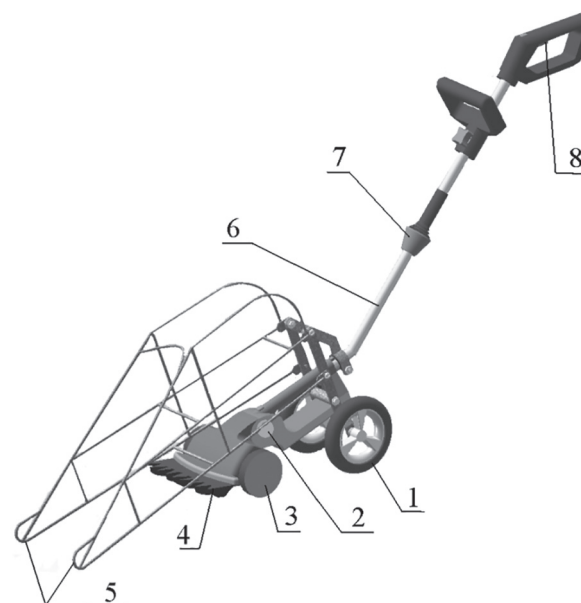


Рис. 1. Общий вид триммера селекционного ТС-0,2:

- 1 – колесный ход; 2 – регулятор угла наклона режущего аппарата; 3 – каток опорный;
- 4 – режущий аппарат; 5 – стеблеподъемник-делитель; 6 – ручка-поводок; 7 – регулятор длины поводка; 8 – кнопка включения/выключения режущего аппарата

В качестве привода режущего аппарата триммера использован электромотор с питанием от литий-ионного аккумулятора. Продол-

жительность работы на одном аккумуляторе – 60 минут.

В сезон уборки (июль–август 2011 г.) опытный образец триммера проходил полевые испытания на селекционных участках Владимирского НИИСХ и получил положительные отзывы.

При срезании растений в рядке триммер устойчиво работал при скорости перемещения по рядку до 0,5 м/сек. Рабочий процесс срезания растений в рядке осуществлялся со скоростью перемещения триммера 0,25 м/сек. Делители триммера хорошо отделяли растения срезанного рядка от соседних и формировали пучок при незначительной полеглости растений. Если полеглость была значительной и стебли соседних рядков были перепутаны, растения в рядках разделял помощник оператора.

Производительность оператора с помощником составляла 154 рядка в час, на прямостоящих растениях – 220 рядков в час, при этом помощник оператора вынимал пучок срезанных растений из уловителя, обвязывал бечевкой и прикреплял этикетку и укладывал пучок на поле.

Высота срезания растений от 8 до 15 см регулировалась рукой оператора через рукоятку управления. После срезания стеблей в выбранном рядке оператор переносил его в другой рядок на выбранную делянку. Размеры триммера обеспечивали его размещение в межделяночных дорожках без повреждения стеблестоя соседних делянок. Предлагаемая конструкция триммера ТС-0,2 устойчиво обеспечивала формирование и резание прямостоящих растений злаковых культур (пшеница, ячмень, овес, тритикале). Время срезания пучка до 10 растений – 3–4 сек.

При многих положительных качествах триммера были выявлены и его недостатки: перемещению триммера в рядке оказывали значительное сопротивление комья земли размером более 5 сантиметров, что вынуждало оператора менять траекторию движения или приподнимать триммер; недостаточная высота делителя приводила к тому, что делянки с полеглыми растениями, крупными и особенно высокими растениями, требовали предварительной подготовки рядков; емкость стандартного аккумулятора 1,6 Ач оказалась недостаточной для полноценной работы в течение дня.

Несмотря на недостатки использование триммера ТС-0,2 вместо серпа и ножниц значительно облегчало труд оператора на уборке делянок и сокращало время уборки в 2 раза.

Опытный образец триммера был показан участникам Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития АПК в Верхневолжье», которая состоялась во Владимирском НИИСХ 28–29 июня 2011 г., а также и демонстрировался на международной специализированной выставке сельхозтехники 6–9 октября 2011 г. в Москве.

С учетом накопленного опыта при изучении работы триммера ТС-0,2 в 2017 году в ВИМ проведены работы по его модернизации. Помимо устранения недостатков в конструкцию внедрены дополнительные элементы для улучшения работы, в том числе стол-настил для срезанных стеблей и ряд других. Технические параметры триммера обоснованы исходя из физико-механических, размерных и морфологических свойств и характеристик стеблестоя селекционных посевов, размера селекционных делянок и размещения стеблей в рядке [3, 5].

Сейчас в производственном подразделении ВИМ находится опытный образец нового триммера (рис. 2). Его испытания планируется также проводить на селекционных участках Владимирского НИИСХ и Рязанского НИИСХ. При получении заявок селекционных станций, центров, ВИМ может наладить серийное производство триммеров ТС-0,2М.

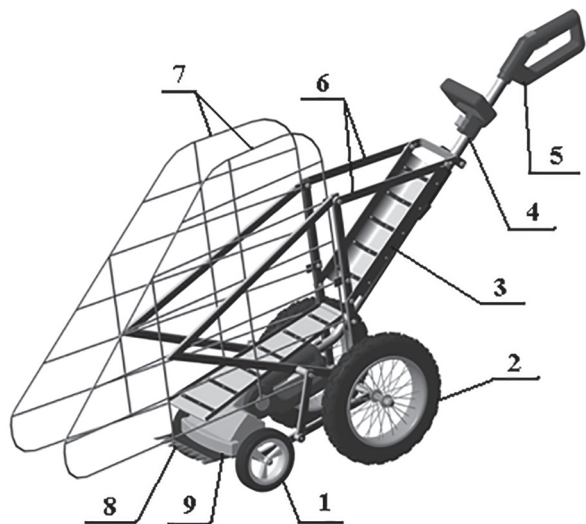


Рис. 2. Триммер селекционный ТС-0,2М:

- 1 – передние опорные колеса, 2 – задние опорные колеса, 3 – наклонная секция стола-настила, 4 – зажим ручки управления, 5 – ручка управления, 6 – держатели решетки, 7 – решетка-сборник стеблей, 8 – режущий аппарат, 9 – защитные щиты механизма привода режущего аппарата

Вывод

Разработано новое скашивающее устройство для I–II этапов селекционных работ. Новый триммер повышает производительность скашивания растений и формирование пучка в 2–3 раза и исключает травмирование оператора. К сожалению, его производство не может носить массовый характер, что не позволяет организовать серийное производство. Тем не менее, производственное подразделение ФНАЦ ВИМ смогла бы освоить производство новых триммеров ТС-0,2М ВИМ на основе конкретных заявок селекционеров.

Литература

1. Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П. Развитие производств техники для селекции и семеноводства – одна из приоритетных задач сельскохозяйственного машиностроения // Состояние и развитие регионального машиностроения: сб. науч. трудов. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. С. 96–103.
2. ОСТ 46 73-78. Параметры опытного поля, схемы посева и требования к типу посевных и уборочных машин в селекции, сортоиспытании и первичном семеноводстве зерновых и зернобобовых культур. Параметры элементов опытного поля по этапам. М.: Колос, 1978. 14 с.
3. Жалнин Э.В., Орехов А.П., Подзоров А.В. Система уборочных машин для селекционно-семеноводческих посевов зерновых культур // Система технологий и машин для инновационного развития АПК России: сб. науч. докл. Междунар. науч.-техн. конф., посв. 145-летию со дня рожд. основоположника земледельческой механики акад. В.П. Горячкина. Ч. 2. М.: ВИМ, 2013. С. 14–17.
4. Дорофеев А.А., Елизаров В.П., Жалнин Э.В., Измайлов А.Ю., Орехов А.П., Педай Н.П., Савенков А.А., Скатова С.Е. Косилка ручная для однорядковых делянок: патент на изобретение № 2487521, Российская Федерация. Опубликовано 20.07.2013. Бюл. № 20.
5. Анискин В.И., Некипелов Ю.Ф. Механизация опытных работ в селекции, сортоиспытании и

первичном семеноводстве зерновых и зернобобовых культур. М.: ВИМ, 2004. 200 с.

References

1. Izmajlov A.YU., Lobachevskij YA.P. The development of production equipment for breeding and seed as one of the priorities of agricultural engineering. Sostoyanie i razvitie regional'nogo mashinostroeniya: Sb. nauch. trudov [State and development of regional mechanical engineering: collection of scientific works]. Moscow: FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2010, pp. 96–103 (in Russ.).
2. OST 46 73-78 Parameters of the experimental field, sowing schemes and requirements for the type of sowing and harvesting machines in selection, variety testing and primary seed production of grain and leguminous crops. The parameters of the elements of the testing in stages. Moscow: Kolos Publ., 1978. 14 p.
3. ZHalnin EH.V., Orekhov A.P., Podzorov A.V. System cleaning machines for seed-growing of grain crops. Sistema tekhnologij i mashin dlya innovacionnogo razvitiya APK Rossii: Sb. nauch. dokl. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. posv. 145-letiyu so dnya rozhd. osnovopolozhnika zemledeľcheskoj mekhaniki akad. V.P. Goryachkina [The system of technologies and machines for innovative development of agriculture in Russia: collection of scientific articles of international. scientific.- tech. conf. dedicated to 145th anniversary of the birth of founder of agricultural mechanics academician Vasily P. Goriachkin]. CH. 2. Moscow: VIM Publ., 2013, pp. 14–17 (in Russ.).
4. Dorofeev A.A., Elizarov V.P., ZHalnin EH.V., Izmajlov A.YU., Orekhov A.P., Pedaj N.P., Savenkov A.A., Skatova S.E. Kosilka ruchnaya dlya odnoryadkovykh delyanok [Manual mowing device for single-row plots]. Patent na izobretenie No 2487521, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 20.07.2013. Byul. No 20.
5. Aniskin V.I., Nekipelov YU.F. Mekhanizaciya opytnyh rabot v selekcii, sortoispytanii i pervichnom semenovodstve zernovyh i zernobobovyh kul'tur [Mechanization of experimental works in selection, variety testing and primary seed-growing of grain and leguminous crops]. Moscow: VIM Publ., 2004. 200 p.

ВЫСЕВАЮЩИЙ ВЕРТИКАЛЬНО-ДИСКОВЫЙ АППАРАТ ДЛЯ ПОСЕВА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР

SOWING VERTICAL-DISC APPARATUS FOR SEEDING SMALL-SEED CROPS

А.А. КЕМ, к.т.н.

В.Л. МИКЛАСHEВИЧ, к.т.н.

ФГБНУ «Омский аграрный научный центр», Омск, Россия,
55asc@bk.ru

A.A. KEM, PhD in Engineering

V.L. MIKLASHEVICH, PhD in Engineering

Federal State Budgetary Scientific Institution «Omsk Agrarian
Scientific Center», Omsk, Russia, 55asc@bk.ru

Определяющим фактором повышения урожайности сельскохозяйственных культур является качество посева, которое обеспечивается согласованной работой системы высевашей аппарат – семяпровод – сошник. Задача высевашей аппарата стабильно выдавать в семяпровод заданное количество семян по площади питания для данного способа посева. Высевашие аппараты серийных сеялок не обеспечивают минимально достаточную норму высева для мелкосеменных культур, что приводит к перерасходу дорогостоящих, дефицитных семян и снижению урожайности из-за загущенности посева. По результатам проведенных теоретических исследований и физического моделирования был разработан вертикально-дисковый высевашей аппарат, обеспечивающий точечный посев мелкосеменных культур. Высевашей аппарат представляет диск диаметром 93 мм, по внешнему периметру которого расположены ячейки в форме сектора полуокружности радиусом 3 мм, глубиной 2 мм. Лабораторные исследования на семенах люцерны показали, что при вращении диска семена начинают выпадать из ячейки под собственным весом, когда ячейка находится под углом 35° относительно горизонтальной линии. Для проведения полевых исследований была изготовлена сеялка, на раме которой в два ряда было установлено семь посевных секций с индивидуальными бункерами. Ширина захвата сеялки 0,9 м. Привод высевашей аппаратов осуществляется цепной передачей от опорного колеса через КПП. Высевашие диски подключаются к валам индивидуальными муфтами, что позволяет производить посев с различной шириной междурядий. Полевой опыт проводился на посеве районированного сорта люцерны Омская-7 с междурядьями 0,15, 0,60, и 0,90 м в трехкратной повторности. По результатам полевого опыта было установлено, что высевашей диск с ячейками радиусом 3 мм и глубиной 2 мм в количестве 8 штук на диске, с частотой его вращения 1,53 об/с при посеве с различными междурядьями стабильно обеспечивал получение на 1 метре посева в среднем 33 растения при полевой всхожести 84,4 %.

Ключевые слова: сеялка, высевашей вертикально-дисковый аппарат, ячейка, посев, мелкосеменные культуры.

The determining factor for increasing the yield of agricultural crops is the quality of sowing, which is ensured by the coordinated work of the system: the sowing apparatus – seed pipe – coulter. The task of the sowing device is to consistently give out a given number of seeds to the seed pipe by the area of supply for this method of sowing. Serial seeders do not provide the minimum sufficient seeding rate for small-seed crops, which leads to overspending of expensive, scarce seeds and reduced yields due to thickening of the crop. Based on the results of the theoretical studies and physical modeling, a vertical disc seeder was developed, which ensures the seeding of small-seed crops. The sowing apparatus represents a disc with a diameter of 93 mm along the outer perimeter, which contains cells in the form of a sector of a semicircle with a radius of 3 mm, a depth of 2 mm. Laboratory studies on alfalfa seeds showed that when the disc rotates, the seeds begin to fall out of the cell under their own weight, when the cell is at an angle of 35° with respect to the horizontal line. To carry out field research, a seeder was built on a frame, in which seven seed sections with individual bunkers were installed in two rows. Seeding width is 0.9 m. The drive of the sowing units is carried out by chain transfer from the support wheel through the gearbox. The sowing discs are connected to the shafts by individual couplings, which made it possible to sow with a different width of the rows. The field experiment was conducted on the sowing of the zoned alfalfa Omskaya-7 with inter-row spacing of 0,15 m, 0,60 m, and 0,90 m in triplicate repetition. According to the results of the field experiment, it was found that the sowing disc with cells with a radius of 3 mm and a depth of 2 mm of 8 pieces on the disc, and its rotation frequency of 1,53 rpm, when sowing with different rows, consistently provided for 1 meter of sowing on average 33 plants at field germination of 84,4 %.

Keywords: seeder, sowing vertically-disc apparatus, cell, sowing, small seeds.

Введение

В процессе возделывания сельскохозяйственных культур для получения высокого и качественного урожая важен каждый этап: от подготовки почвы к посеву до послеуборочной обработки полученного продукта и его хранения. Особым фактором, определяющим конечный результат при возделывании мелкосеменных культур, является качество посева, обеспечивающее благоприятные условия для прорастания семян, достаточную температуру и влажность, оптимальную площадь питания каждому растению, освещенность и необходимые условия для опыления. Обеспечить эти условия возможно лишь при согласованной работе системы высевашей аппарат – семяпровод – сошник. Высевашей аппарат должен стабильно выдавать в семяпровод заданное количество семян, семяпровод обеспечивать их последовательное прохождение в сошник. Функция сошника – создать плотное почвенное ложе и заделывать семена на определенную для данной культуры глубину [1, 2].

В настоящее время для посева семян мелкосеменных культур, в том числе семян люцерны, применяются сеялки с механическим и пневматическим приводом высевашей аппаратов. Однако высевашей аппараты этих сеялок осуществляют порционный высева семян, вследствие чего посева получаются неравномерными – с загущением или разрежением растений в рядке. Поэтому при использовании зернотравяных и овощных сеялок, особенно при высева малыми нормами, рекомендуется к семенам добавлять балласт в виде песка, гранулированных удобрений невосхожих семян, что приводит к улучшению качества посева. Основным недостатком использования вышеперечисленных сеялок при высева мелких сыпучих семян (люцерны, клевера, донника) являются установка их на заданную норму посева и обеспечение требуемой равномерности. Но несмотря на применяемые меры, как показывает проверка, на гектар высевашей 3–6 кг и более семян – это приводит к их перерасходу в 2–5 раз и, как следствие, к снижению урожайности [1, 3, 4].

Сложность обеспечения такой работы высевашей системы при посеве мелкосеменных культур обусловлена особыми физико-механическими и ботаническими свойствами семян: малыми размерами, сложной формой зерновки, обуславливающей случайность укладки и

скорости витания в зависимости от положения в пространстве, требовательности к влагообеспечению при малой глубине заделки в почву. При разработке высевашей аппарата и процесса посева мелкосеменных культур базовой культурой была выбрана люцерна, семена которой обладают особыми физико-механическими и ботаническими свойствами [5, 6].

Исследования были направлены на разработку высевашей аппарата и создание на его базе сеялки, позволяющей высевашей мелкосеменные культуры с различными междурядьями с заданной нормой посева и требуемой точностью распределения семян в рядке для обеспечения оптимальных условий развития растений.

Цель исследований

Разработать и уточнить параметры механического высевашей аппарата для посева мелкосеменных культур, определить режимы работы сеялки на посеве люцерны.

Материалы и методы

Исследования по определению основных параметров высевашей аппарата: диаметра и толщины высевашей диска, формы, объемов и количества ячеек, распределение семян по посевной полосе проводились методами физического моделирования. Для обоснования работоспособности вертикально-дискового высевашей аппарата, а также уточнения его конструктивных и режимных параметров в полевых условиях была изготовлена сеялка и заложен опыт согласно общепринятой методике [7]. При закладке полевого опыта уточнялись зависимости угловой скорости вращения высевашей дисков в зависимости от линейной скорости движения сеялки, а также равномерность распределения и глубина заделки семян. Исследования проводились по методике ОСТ 10.5.1.-2000 [8].

Результаты исследований

По результатам проведенных теоретических исследований и физического моделирования был разработан вертикально-дисковый высевашей аппарат, на внешнем периметре которого расположены ячейки в форме сектора полуокружности (рис. 1).

Для проведения исследований по определению параметров ячеек вертикально дискового высевашей аппарата и их количества в за-

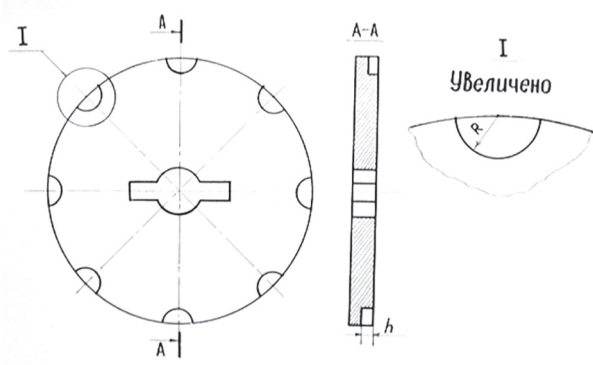


Рис. 1. Вертикально-дисковый высевающий аппарат

висимости от физико-механических свойств и геометрических размеров высеваемых семян была изготовлена модель высевающего аппарата с прозрачной внешней стенкой из оргстекла (рис. 2). На оргстекле для фиксации зоны заполнения ячеек и зоны момента начала выпадения семян из ячейки была нанесена шкала углов наклона ячеек относительно горизонтального диаметра диска с шагом 5 градусов от 45 до -45° .

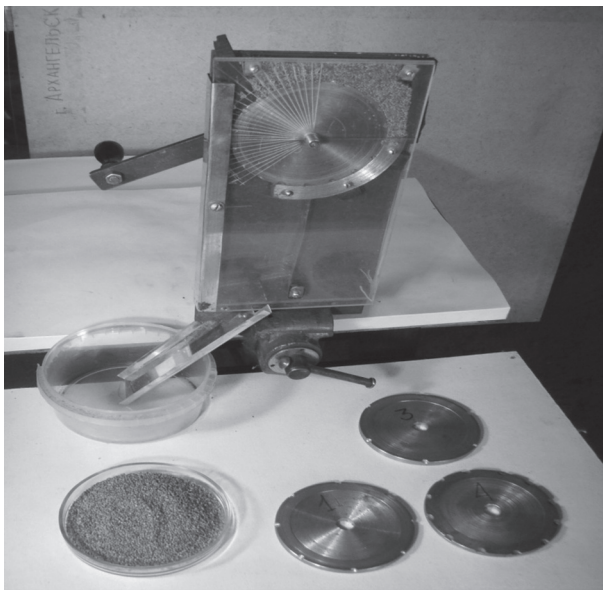


Рис. 2. Модель высевающего аппарата

При повороте диска против часовой стрелки на каждые 5 градусов отмечалось количество семян, выпавших из ячейки, и определялась зона, когда ячейка полностью освободилась от семян. По общему количеству выпавших семян определялось их количество в одной ячейке. Повторность опыта с каждым диском была семикратная. Было установле-

но, что при вращении диска семена начинают выпадать из ячейки, когда ячейка находится под углом 35° относительно горизонтальной линии. Пошаговая фиксация выпадения семян из ячеек показала, что семена, еще полностью не выпав из одной ячейке, начинали выпадать из следующей.

По результатам проведенных многочисленных экспериментов на модели высевающего аппарата с различными параметрами и формами ячеек были определены рациональные размеры радиуса ячейки – 2 и 3 мм и глубина 2 мм. Среднее количество семян выносимых одной ячейкой, вследствие случайной их укладки, составило при радиусе ячейки 2 мм – 5,8 шт., а при радиусе ячейке 3 мм – 6,2 шт. По проведенным расчетам для обеспечения заданных режимов работы сеялки было принято, что среднее количество семян выносимых одной ячейкой должно быть 6 шт.

Диаметр вертикального высевающего диска был принят 93 мм, что было обусловлено оптимальной зоной по времени при прохождении ячейки диска через семенную камеру для ее полного заполнения семенами. Толщина диска 5 мм, что позволило исключить сводообразования семян люцерны в зоне их подачи из бункера в семенную камеру.

Высевающий аппарат работает следующим образом: при вращении диска ячейки, проходя через семенную камеру, заполняются семенами, на выходе из семенной камеры семена последовательно выпадают под собственным весом в семяпровод.

На базе разработанного высевающего аппарата были изготовлены посевные секции и сеялка для точечного посева мелкосеменных культур. Сеялка состоит из рамы навесного транспортного модуля, агрегируемого с трактором (рис. 3). На раме модуля в два ряда было установлено семь посевных секций. Каждая посевная секция состоит из бункера для семян, вертикально-дискового высевающего аппарата, семяпровода и стрельчатого сошника с загартачом. Ширина захвата модуля 0,90 м. Заделанные в почву семена прикатываются обрезиненными катками, установленными за каждой посевной секцией.

Привод на оси высевающих аппаратов осуществляется цепной передачей от пневматического опорного колеса транспортного модуля через муфту сцепления и КПП.



Рис. 3. Сеялка в работе

Расчет трансмиссии сеялки проводился следующим образом. Согласно требованиям, средняя поступательная скорость сеялки при высеве мелкосеменных трав не должна быть больше 2,22 м/с, его опорно-приводное колесо диаметром 0,5 м при такой скорости будет совершать за секунду 1,42 оборота. В соответствии с агропретребованиями, при возделывании люцерны расстояние между растениями в рядке должно быть 0,03 м. Следовательно, за 1 секунду высевающему аппарату необходимо подавать в семяпровод 74 семени. Таким образом, для диска с 8 ячейками угловая скорость вращения должна быть $74/48 = 1,53$ об/с.

Диски высевающих аппаратов посевных секций подключаются к трансмиссии индивидуальными муфтами, что позволяет производить посев с различной шириной междурядий: 0,15 м; 0,30 м; 0,45 м; 0,60 м; 0,75 м; 0,90 м.

Опытный посев люцерны районированного сорта Омская-7 проводился на трех вариантах междурядий: 0,15 м; 0,60 м; 0,90 м в трехкратной повторности каждый. При посеве с междурядьем 0,15 м на сеялке работали все семь посевных секций, при междурядье 0,6 м – только две посевных секции – вторая и шестая, а на варианте 0,9 м – две крайние. Норма высева устанавливалась в лабораторных условиях из расчета высева на один погонный метр 30–40 всхожих семян, что исходя из условий всхожести и массы 1000 семян люцерны составляло 1–4 кг/га. Для высева использовались семена люцерны сорта Омская-7: энергия прорастания 69 %; чистота 98,76 %; хозяйственная годность 86 %; вес 1000 семян 2,02 г; влажность 5,5 %.

Наблюдение за всходами, подсчет количества растений по длине рядка, измерение расстояний между растениями и глубину заделки семян производили после появления полных всходов люцерны. Результаты наблюдений записывались в журнал и фиксировались фотосъемкой. Обработка результатов наблюдений за посевами и расчет статистических показателей выполняли с использованием статистических пакетов на ЭВМ. Результаты качественных показателей технологического процесса высева люцерны сеялкой для точечного посева приведены в таблице.

Выводы

Таким образом, по результатам проведенных исследований, была разработана конструк-

Таблица

Показатели качества работы сеялки на посеве люцерны

Показатели	Ширина междурядий, м		
	0,15	0,60	0,90
Требуемая норма высева, кг/га	4,4	1,1	0,800
Фактическая норма высева, кг/га	4,5	1,2	0,740
Среднее расстояние между растениями X , мм	36	30	28
Среднеквадратическое отклонение $\pm\sigma$, мм	8	11	10,6
Коэффициент вариации V , %	11,8	12,1	12,9
Равномерность глубины заделки семян			
Установленная глубина, мм	30		
Средняя фактическая глубина, мм	31		
Среднеквадратическое отклонение $\pm\sigma$, мм	1,6		
Коэффициент вариации V , %	4,62		
Полевая всхожесть, %	84,8		

ция и уточнены параметры и режимы работы вертикально-дискового высевающего аппарата:

– диаметр диска – 93 мм; толщина диска – 5 мм; форма ячеек – сектор полуокружности; размеры ячеек: диаметр – 3 мм; глубина – 2 мм; количество ячеек на диске – 8 шт.;

– проведенные полевые исследования на посеве люцерны сеялкой с вертикально-дисковым высевающим аппаратом показали при поступательной скорости движения 2,22 м/с и угловой скорости вращения высевающих дисков 1,53 об/с стабильное выполнение технологического процесса. При этом количество растений на 1 погонный метр посева в среднем независимо от междурядья составило от 28 до 33 растения с расстоянием между ними в рядке от 28 до 36 мм. Глубина заделки семян по всем повторностям была 0,031 м, полевая всхожесть 84,4 %, что полностью соответствует агротехническим требованиям посева мелкосеменных культур.

Литература

1. Кем А.А. Обоснование параметров и режимов работы высевающего аппарата для посева мелкосеменных культур: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 1993. 19 с.
2. Домрачев В.А., Коробкин И.О., Алгазин Д.Н., Кем А.А., Шевченко А.П. Высевающие системы посевных машин. Омск.: Изд-во ФГБОУ ВПО ОмГАУ им. Столыпина, 2014. 190 с.
3. Домрачев В.А., Кем А.А., Миклашевич В.Л. Высевающий аппарат для посева мелкосеменных культур // Достижения науки и техники АПК. 2017. Т. 31. № 9. С. 76–77.
4. Технология производства люцерны. М.: Агропромиздат, 1985. 255 с.
5. Гончаров П.Л., Лубенец П.А. Биологические аспекты возделывания люцерны. Новосибирск: Наука, 1985. 255 с.
6. Олешко В.П. Семеноводство люцерны на Юге Западной Сибири. Барнаул.: Алтайский НИИСХ, 2006. 108 с.
7. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). 5-е изд., доп. и перераб. М.: Агропромиздат, 1985. 351 с.
8. ОСТ 10.5.1-2000. Испытание сельскохозяйственной техники. Машины посевные. Методы оценки функциональных показателей. Введ. 06.15.2000. М.: Росинформагротех, 2000. 72 с.

References

1. Kem A.A. Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty vysevayushchego apparata dlya vyseva melkosemennyyh kul'tur: avtoref. dis.kand. tekhn. nauk [Justification of the parameters and operating conditions of the seeding machine for seeding small-seed crops: abstract for dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]; Novosibirsk, 1993. 19 p.
2. Domrachev V.A., Korobkin I.O., Algazin D.N., Kem A.A., Shevchenko A.P. Vysevayushchie sistemy posevnyh mashin [Sowing systems of sowing machines]; Omsk.: Izd-vo FGBOU VPO OmGAU im. Stolypina Publ., 2014 190 p.
3. Domrachev V.A., Kem A.A., Miklashevich V.L. Sowing machine for seeding small-seed crops. Dostizheniya nauki i tekhniki APK. 2017. Vol. 31. No 9, pp. 76–77 (in Russ.).
4. Tekhnologiya proizvodstva lyucerny [Technology for the production of alfalfa]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 255 p.
5. Goncharov P.L., Lubenec P.A. Biologicheskie aspekty vozdeleyvaniya lyucerny [Biological aspects of alfalfa cultivation]. Novosibirsk: Nauka Publ., 1985. 255 p.
6. Oleshko V.P. Semenovodstvo lyucerny na YUge Zapadnoj Sibiri [Seed production of alfalfa in the South of Western Siberia]. Barnaul.: Altajskij NIISKH Publ., 2006. 108 p.
7. Dospekhov B.A. Metodika polevogo opyta (s osnovami statisticheskoy obrabotki rezul'tatov issledovaniy) [Methodology of field test (with the basics of statistical processing of research results)]. 5-e izd., dop. i pererab. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 351 p.
8. OST 10.5.1-2000. Testing of agricultural machinery. Sowing machines. Methods for evaluating performance indicators. Vved. 06.15.2000. Moscow: Rosinformagrotekh Publ., 2000. 72 p.

ИСХОДНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОБОРУДОВАНИЮ МАГНИТНОГО ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЯ ЗЕРНА

INITIAL REQUIREMENTS FOR MAGNETIC GRAIN DISINFECTION EQUIPMENT

А.И. ПАХОМОВ, д.т.н.

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, AlivPx@mail.ru

A.I. PANOMOV, DSc in Engineering

«Agrarian Scientific Center «Donskoy», Zernograd, Russia,
AlivPx@mail.ru

Статья посвящена вопросам обеззараживания зерна и семян сельскохозяйственных растений в АПК. Используемые в этих целях ядохимикаты, системные фунгициды, в частности, ведут к выработке резистентности паразитных микроорганизмов, а также токсикологическим последствиям для окружающей среды и человека. В статье предложен новый метод обеззараживания при помощи переменного магнитного поля низкой частоты. Предметом исследований послужили закономерности процесса магнитного обеззараживания и характеристики технических средств для его реализации. Цель исследований – разработка исходных требований к оборудованию магнитного обеззараживания зерна, конструктивные предложения по созданию такого оборудования. Методы исследований включали анализ внутренних процессов в биоматериалах под действием переменного магнитного поля, анализ параметров устройств, необходимых для создания требуемого поля. На основе аналитических исследований сформулированы исходные требования к магнитообеззараживающему оборудованию и его основной части – электромагниту. Дан пример практической реализации устройства, удовлетворяющего исходным требованиям. Устройство представляет собой электромагнит на базе асинхронного двигателя. Принцип магнитного обеззараживания и предлагаемое устройство проверены экспериментально: для зерна пшеницы с суммарной зараженностью грибковыми и бактериальными инфекциями 41 % (контроль) достиглось снижение этого показателя до 17–12 %. Рассмотрены критичные характеристики асинхронных двигателей и сделан вывод, что определенные типы двигателей в наибольшей степени соответствуют исходным требованиям и, следовательно, являются наилучшей базой для предлагаемого устройства. В общих выводах рекомендованы двигатели 5АИ112МВ8, 5АИ112МВ6 или аналогичные других серий, при этом отмечено, что устройства на их основе могут работать параллельно в общей обеззараживающей установке, что кратно увеличивает производительность. В заключительном выводе показана перспектива новой технологии, связанная с исключением недостатков химического протравливания и преимуществами перед другими электрофизическими методами в равномерности обработки, энергоэкономии, компактности и невысокой стоимости оборудования, отсутствии вредных выбросов и излучений.

Ключевые слова: обеззараживающий эффект, гомеостаз клетки, магнитное поле, асинхронный двигатель, исходные требования.

The article is devoted to the disinfection of grain and seeds of agricultural plants in the agro-industrial complex. The pesticides, systemic fungicides, used for this purpose, in particular, lead to the development of resistance of parasitic microorganisms, as well as toxicological consequences for the environment and humans. The article suggests a new method of decontamination using a variable magnetic field of low frequency. The subject of the research was the regularities of the process of magnetic disinfection and the characteristics of technical means for its implementation. The purpose of the research is the development of initial requirements for the equipment for magnetic disinfection of grain, constructive proposals for the creation of such equipment. Research methods included analysis of internal processes in biomaterials under the influence of an alternating magnetic field, analysis of the parameters of the devices necessary to create the required field. On the basis of analytical studies, the initial requirements for magneto-disinfecting equipment and its main part – the electromagnet are formulated. An example of the practical implementation of a device that meets the initial requirements is given. The device is an electromagnet based on an asynchronous motor. The principle of magnetic decontamination and the proposed device have been tested experimentally: for the wheat grain with a total infection of fungal and bacterial infections 41 % (controlled), the reduction was achieved to 17–12 %. Critical characteristics of asynchronous motors are considered and it is concluded that certain types of engines are most consistent with the initial requirements and, therefore, are the best basis for the proposed device. In general conclusions, the 5AI112MB8, 5AI112MB6 or similar engines are recommended, while it is noted that devices based on them can work in parallel in a general decontamination unit, which multiplies the productivity. The final conclusion shows the perspective of the new technology associated with the elimination of the disadvantages of chemical etching and the advantages over other electrophysical methods in the uniformity of processing, energy efficiency, compactness and low equipment cost, the absence of harmful emissions and emissions.

Keywords: disinfecting effect, cell homeostasis, magnetic field, asynchronous motor, initial requirements.

Введение

Несмотря на повсеместное применение пестицидов, зараженность зерна в РФ остается высокой. Широко используемая операция предпосевного химического протравливания, предназначенная для уничтожения инфекций на семенах, не всегда достигает своей цели из-за высокой приспособительной способности паразитных микроорганизмов. Известно, что микроскопические грибы вырабатывают устойчивость к наиболее эффективным протравителям – системным фунгицидам бензимидазольной группы: беномилу, тиюфанат-метилу и др. – за 3–4 года [1]. В течение этого срока стерилизующее действие данных препаратов, заключающееся в прекращении репродуктивной функции микроорганизмов за счет нарушения деления клеточного ядра, утрачивается. Сформировавшаяся резистентная популяция многоклеточных паразитов не реагирует на протравливание, продолжает размножаться и продуцирует в процессе своей жизнедеятельности чрезвычайно опасные органические яды – микотоксины.

В качестве побочного действия протравителей следует указать, что все препараты бензимидазольной группы относятся ко 2-му классу опасности для человека и теплокровных (сильно токсичные вещества) и 3–4-му классу опасности для пчел (умеренно токсичное вещество). Таким образом, теряя эффективность по основному назначению, указанные химикаты несут токсикологическую опасность для человека и окружающей среды. Во многих странах применение системных фунгицидов ограничено [1].

Способ магнитного обеззараживания лишен отмеченных недостатков. Он действует на клеточном уровне и связан со свойствами внутренней естественной среды живых организмов – биологической влаги. Основные биохимические аспекты такого воздействия следующие.

Клетка, как элементарная живая система, существует в гомеостатическом равновесии. Гомеостаз клетки обусловлен двумя основными механизмами: 1) мембранно-транспортными системами; 2) внутриклеточной системой синтеза белков-ферментов.

Оба механизма протекают только в жидкой среде и, безусловно, зависят от ее характеристик: водородного показателя pH и окислительно-восстановительного потенциала ОВП.

Так, мембранно-транспортные системы работают при строго определенных значениях pH и ОВП, отличающихся для внутриклеточной и внеклеточной жидкости. Механизм синтеза ферментов также оптимален при определенных значениях этих параметров, индивидуальных для каждого биоорганизма.

Внешние электрофизические воздействия, электромагнитные поля, в частности, взаимодействуют с молекулой H_2O , имеющей собственные внутренние колебания атомов. На некоторых частотах, кратных частоте воздействующего поля, возникает резонанс на гармониках [2]. Это увеличивает кинетическую энергию атомов и приводит к разрыву ковалентных связей между водородом и кислородом, т.е. диссоциации (ионизации) молекул воды с образованием активных ионов H^+ и OH^- . Подобный процесс весьма критичен для биоорганизмов, поскольку нарушает естественные значения pH и ОВП, что в той или иной мере сказывается на гомеостазе [3].

При интенсивных электромагнитных воздействиях параметры внутриклеточной и внеклеточной жидкостей меняются настолько, что механизмы гомеостаза перестают функционировать. Протекающие при этом биологические явления можно охарактеризовать как оксидантный стресс, нарушение ионного обмена, разрыв пептидных связей в длинных белковых цепях, прекращение синтеза АТФ и другие [4]. В результате клеточная жизнедеятельность становится невозможной, и паразитные микроорганизмы гибнут, причем как одноклеточные (бактерии), так и многоклеточные (грибки).

К особенностям магнитного поля относится его высокая проникающая способность, благодаря чему все указанные явления протекают по всему объему материала, а не только в его поверхностных слоях, как при ультрафиолетовом (УФ) или сверхвысокочастотном (СВЧ) облучении. Подобные характеристики, несомненно, предпочтительны с точки зрения обеззараживания больших масс материала, движущегося, например, в плотном потоке с большим поперечным сечением.

Цель исследования

Разработка исходных требований к магнитнообеззараживающему оборудованию сельскохозяйственного назначения, конструктивные предложения по созданию такого оборудования.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Как уже отмечалось, магнитное поле проходит через биологические объекты практически без ослабления. Если поместить биообъект – зерно пшеницы – между полюсами магнита, как показано на рис. 1, равномерное магнитное поле с высокой проникающей способностью будет в равной степени воздействовать на все паразитные микроорганизмы. Благодаря этому вероятность выживания отдельных паразитов с их последующим размножением минимальна.

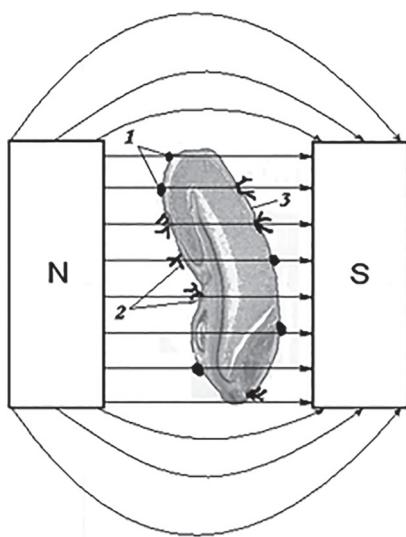


Рис. 1. Биологический объект – зерно пшеницы в равномерном магнитном поле:

1 – бактерии; 2 – микроскопические грибы;
3 – поверхностная влага

Обеззараживающий эффект низкочастотного магнитного поля отмечен в работе [5], при этом предлагается использовать переменное магнитное поле частотой 3–30 Гц, магнитной индукцией 0,5–50 мТл и длительностью воздействия 5–120 мин. Эти параметры пригодны для обеззараживания жидких сред (воды), но вместе с тем они могут служить отправной точкой для исследования процесса стерилизации сельскохозяйственных материалов, учитывая общность процессов ионизации молекул H_2O и обусловленных этим биологических явлений.

Естественно, специфика обработки сыпучих сельскохозяйственных материалов требует иной реализации магнитного воздействия и его параметров. Это, в первую очередь касается выдержки времени до 120 мин. [5], которая допустима в стационарном процессе, но малоприменима для сельскохозяйственных тех-

нологий, не позволяя организовать высокопроизводительную поточную обработку в соответствии с потребностями АПК.

Речь, таким образом, следует вести о магнитном воздействии на поток зерна, что требует существенного усиления магнитного поля, повышения магнитной индукции до значений,кратно превышающих известные при стационарной обработке жидких сред [5]. Это в свою очередь приводит к задаче создания специальных устройств-электромагнитов, генерирующих переменное магнитное поле с высокой индукцией в зоне движения зернового потока. Тогда за малое время, в течение которого зерно проходит зону магнитного воздействия, произойдет «ударная» ионизация внутренней среды паразитных микроорганизмов с их последующей гибелью по описанному выше механизму.

На основании изложенного и принимая во внимание результаты предварительных исследований, сформулированы основные исходные требования к магнитообеззараживающему оборудованию агропромышленного назначения.

1. Магнитообеззараживающее оборудование как комплекс электрических и механических устройств (источников питания, электромагнитов, транспортеров зерна) должно обеспечивать согласованную и надежную работу этих устройств в едином технологическом процессе с результирующим эффектом стерилизации не менее 30 % по суммарному уменьшению содержания паразитной микрофлоры в зерне.

2. Основным устройством рассматриваемого оборудования следует считать один или несколько электромагнитов, на которые возлагается задача создания равномерного магнитного поля с индукцией не менее 100 мТл. Только в этом случае удастся добиться высокоинтенсивного воздействия на паразитную микрофлору и получить требуемый стерилизующий эффект.

3. Конструкция магнитообеззараживающего оборудования должна предусматривать поточную зернообработку с вертикальным самоистечением материала через рабочую камеру. Это упрощает устройство за счет отсутствия механизмов транспортировки зерна через активную зону.

4. Длина рабочей камеры, где действует равномерное магнитное поле, должна быть максимальной в направлении движения потока зерна и составлять не менее 100 мм. В противном случае время воздействия на каждую зер-

новку окажется недопустимо малым, а обеззараживающий эффект незначительным и не соответствующим п. 1.

5. В случае использования многополюсной магнитной системы необходимо принимать меры по равномерности магнитного поля по всему объему рабочей камеры с целью одинакового воздействия на все зерновые частицы.

6. Электромагниты, входящие в состав оборудования, должны выполнять свои функции на частотах от 10 до 60 Гц для выбора оптимальной частоты воздействия, не совпадающей согласно работе [6] с промышленной частотой 50 Гц.

Пункт 1 обладает наибольшей общностью, остальные пункты раскрывают те особенности оборудования, которые направлены на выполнение п. 1. Согласно п. 2 необходимо равномерное магнитное поле с индукцией не менее 100 мТл, причем это поле должно быть создано в значительном промежутке между полюсами электромагнита – воздушном зазоре. Указанный зазор определяет производительность устройства по потоку зерна при его самоистечении под действием силы тяжести (п. 3). Выполнение п. 4 также специфично, поскольку требует большой длины полюсных наконечников, обеспечивающих длину рабочей камеры. В силу этих и других причин задача создания электромагнита, удовлетворяющего исходным требованиям, может быть отнесена к технически сложным.

Теоретически возможно построение электромагнита с необходимыми свойствами на сердечниках прямоугольного сечения (рис. 1). Однако лучшие результаты могут дать магнитопроводы вращающихся электрических машин, в частности асинхронных двигателей. Имея большую длину полюсных наконечников – зубцов статора, ротор соответствующей длины и другие конструктивные особенности, они наилучшим образом подходят для решения поставленной задачи.

Кратко характеризуя предлагаемое решение, можно заметить, что асинхронный двигатель представляет собой, по сути дела, готовый электромагнит неявнополюсной системы с внутренним сердечником-ротором. При штатной работе ротор вращается с асинхронной частотой, преобразуя электрическую энергию в механическую; в случае предлагаемого необычного использования сердечник-ротор неподвижен, а вращающееся с синхронной частотой магнитное поле производит работу по обеззараживанию зерна.

Принцип построения магнитообеззараживающего устройства на базе асинхронного двигателя иллюстрирует рис. 2. На рисунке обозначены размеры устройства, критичные с точки зрения эффективности обеззараживания и выполнения исходных требований.

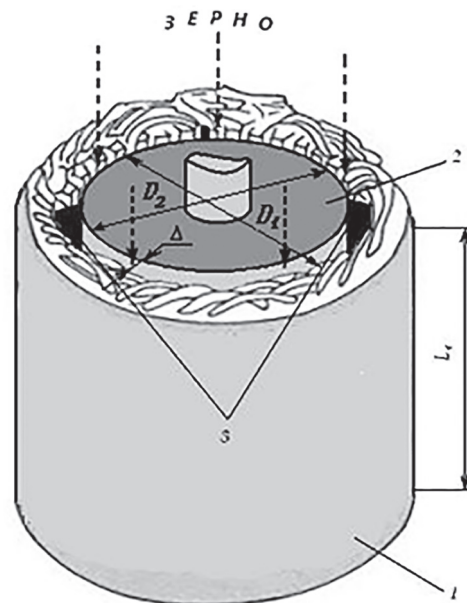


Рис. 2. Магнитообеззараживающее устройство на базе асинхронного двигателя:
1 – статор; 2 – сердечник (ротор);
3 – центрирующие направляющие

Основная часть устройства – статор асинхронного двигателя 1 с обмотками, который используется в готовом виде и не требует переделок. В качестве внутреннего сердечника 2 применим ротор того же двигателя с доработкой, заключающейся в уменьшении его диаметра проточкой до образования требуемого воздушного зазора $\Delta = 12\text{--}14$ мм между поверхностями статора и ротора. Как установлено, такой зазор достаточен для производительного пропускания потока зерна, и при этом, несмотря на увеличение тока намагничивания и ухудшение других электрических характеристик, не препятствует получению необходимой для обеззараживания магнитной индукции.

Сердечник 2 неподвижно закреплен на статоре 1 точно по его оси с помощью центрирующих направляющих 3. Благодаря этому образуется равномерный кольцевой зазор между поверхностями статора и ротора, через который пропускается поток материала. Все цилиндрическое пространство между статором и ротором представляет собой рабочую камеру

устройства, где действует магнитное поле заданных током в обмотках параметров.

Для рабочей камеры кольцевого сечения, о которой идет речь, технологически важными параметрами, влияющими на производительность и обеззараживающий эффект, будут следующие.

Площадь поперечного сечения рабочей камеры:

$$S_k = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} = \frac{\pi(D_1^2 - (D_1 - 2\Delta)^2)}{4}, \quad (1)$$

где D_1 – внутренний диаметр статора электродвигателя; $D_2 = D_1 - 2\Delta$ – внешний диаметр сердечника-ротора; Δ – зазор между поверхностями статора и ротора (рис. 2).

Объем рабочей камеры:

$$V_k = S_k \cdot l_1 = \frac{\pi(D_1^2 - (D_1 - 2\Delta)^2)}{4} \cdot l_1, \quad (2)$$

где l_1 – длина статора электродвигателя (рис. 2).

С целью подтверждения высказанных теоретических и практических положений изготовлено опытное магнитообеззараживающее устройство на базе двухполюсного асинхронного двигателя мощностью 1,5 кВт. Эксперименты показали, что настоящее устройство с магнитной индукцией 100 мТл обеспечивает четко выраженный обеззараживающий эффект. Для зерна пшеницы с суммарной зараженностью грибковыми и бактериальными инфекциями 41 % (контроль) достигалось снижение

этого показателя до 17–12 % при нескольких просыпках материала через рабочую камеру [6]. Обеззараживающий эффект, таким образом, равен 24–29 %, что сопоставимо с конвективно-микроволновой обработкой на установке «СИГМА-1» [7], при гораздо более простой конструктивной реализации устройства, его малых габаритах и энергопотреблении.

В опытах также установлено, что лабораторная всхожесть семян не уменьшалась в результате обработки, а в некоторых случаях была выше контроля [6]. Это говорит об отсутствии отрицательных последствий используемого магнитного воздействия для растительного организма.

Не вызывает сомнений, что результаты обеззараживания зависят от конструктивных особенностей устройства-электромагнита, его геометрических и электрических параметров. В этой связи имеет смысл оценить, насколько тот или иной асинхронный двигатель пригоден для магнитообеззараживающего устройства предлагаемой конструкции. С этой целью следует сопоставить известные характеристики двигателей (табл. 1) с исходными требованиями, рассмотренными выше.

Как видно, представленные в табл. 1 двигатели мощностью 1,5–4 кВт обладают весьма существенной магнитной индукцией 0,72–0,96 Тл. Такая индукция, разумеется, не может быть получена в обеззараживающем устройстве из-за повышенного зазора Δ , но, тем не

Таблица 1

Некоторые характеристики асинхронных двигателей серии 5АИ

Тип двигателя	Номинальная мощность, $P_{ном}$, кВт	Синхронная частота вращения, n , об/мин	Максимальная магнитная индукция в зазоре, B , Тл	Длина статора, l_1 , мм	Внутренний диаметр статора, D_1 , мм
5АИ80А2	1,5	3000	0,72	78	74
5АИ80В4		1500	0,82	98	84
5АИ90L6		1000	0,85	110	100
5АИ100L8		750	0,87	120	113
5АИ80В2	2,2	3000	0,73	98	74
5АИ90L4		1500	0,88	100	95
5АИ100L6		1000	0,81	120	113
5И112МА8		750	0,91	100	132
5АИ90L2	3,0	3000	0,68	100	84
5АИ100S4		1500	0,90	100	105
5АИ112МА6		1000	0,89	100	132
5АИ112МВ8		750	0,88	130	132
5АИ100S2	4,0	3000	0,67	100	95
5АИ100L4		1500	0,87	130	105
5АИ112МВ6		1000	0,87	130	132
5АИ132S8		750	0,96	115	158

менее, предпочтительны машины с большей максимальной индукцией для соблюдения п. 1 исходных требований. Это, как правило, более мощные двигатели.

Согласно п. 3 исходных требований нужна значительная длина рабочей камеры, что в данном случае зависит от длины статора l_1 . Среди представленных машин наибольшее значение $l_1 = 130$ мм имеют двигатели 5АИ112МВ8, 5АИ100Л4, 5АИ112МВ6. Важность этого параметра охарактеризована выше. Не менее важный параметр – внутренний диаметр статора D_1 , от которого зависят пропускная способность и объем рабочей камеры. Максимальная величина $D_1 = 132$ мм характерна для двигателей 5АИ112МВ8, 5АИ112МВ6.

Отмеченные геометрические параметры находятся в зависимости от мощности и высоты оси вращения электрических машин (табл. 1) и определяют конструктивно достижимый объем рабочей камеры. Чем больше объем рабочей камеры, тем большее количество материала подвергается магнитному воздействию в каждый момент времени. Это означает, что требуемый эффект обеззараживания может быть получен при более высокой производительности.

В целом величина обеззараживающего эффекта – процентного уменьшения содержания паразитной микрофлоры в зерне – зависит от ряда факторов, наиболее значимые из которых относятся к характеристикам магнитного поля. Частота и индукция магнитного поля, главным образом, определяют область рациональных параметров, где достигается наибольший обеззараживающий эффект. Характерно, что для устройств с большей рабочей камерой область рациональных параметров приходится на зону высоких производительностей, т.е. возможно сочетание качественных и количественных показателей процесса обеззараживания.

В табл. 2 приведены результаты расчета поперечного сечения камеры S_k и ее объема V_k по формулам (1), (2). Расчет выполнен для двига-

телей 5АИ112МВ8, 5АИ100Л4, 5АИ112МВ6 с длиной статора $l_1 = 13$ см, а также для двигателя 5АИ80А2, имеющего $l_1 = 7,8$ см.

Из табл. 2 следует, что наибольшие S_k и V_k имеют машины 5АИ112МВ8, 5АИ112МВ6. Следовательно, эти двигатели являются наилучшей базой для магнитообеззараживающего устройства. В сравнении с двигателем 5АИ80А2, который аналогичен примененному в опытном образце устройства, рабочая камера указанных двигателей больше по длине в 1,7 раза, по объему – более чем в 3 раза (табл. 2), при этом максимальная магнитная индукция выше в 1,2 раза (табл. 1).

Что касается пунктов 5, 6 исходных требований, они выполняются благодаря самой конструкции асинхронной машины и ее электротехническим материалам, в частности сердечникам статора и ротора из холоднокатаной изотропной стали.

В заключение необходимо подчеркнуть следующее. Согласно проведенным исследованиям опытный образец устройства на двигателе мощностью 1,5 кВт доказывает лишь саму возможность магнитного обеззараживания, подтвержденную экспериментально. Имея малые длину рабочей камеры и ее объем, это устройство требует несколько циклов обработки для получения значимого эффекта стерилизации. В сельскохозяйственном оборудовании целесообразно применять гораздо более эффективные устройства на базе двигателей 5АИ112МВ8, 5АИ112МВ6 или с несколько худшими результатами – 5АИ100Л4. Они полностью удовлетворяют исходным требованиям и способны реализовать процесс обеззараживания с необходимым результатом за один непрерывный цикл обработки.

Общие выводы и рекомендации

1. Разработанные исходные требования позволяют создавать эффективное магнитообеззараживающее оборудование, пригодное для предпосевных и послеуборочных технологий

Таблица 2

Характеристики рабочей камеры магнитообеззараживающего устройства

Тип двигателя	Номинальная мощность двигателя, $P_{\text{ном}}$, кВт	Поперечное сечение рабочей камеры, S_k , см ²	Объем рабочей камеры, V_k , см ³
5АИ80А2	1,5	24,9	194,3
5АИ112МВ8	3,0	48,6	631,9
5АИ100Л4	4,0	37,6	488,5
5АИ112МВ6	4,0	48,6	631,9

АПК. В качестве базы для него рекомендуются асинхронные двигатели средней мощности, что упрощает конструкцию, делает ее недорогой и компактной для сельхозпроизводителей.

2. Анализ параметров асинхронных машин показывает, что в наилучшей степени исходным требованиям удовлетворяют двигатели 5АИ112МВ8, 5АИ112МВ6 (или аналогичные других серий) с максимальной магнитной индукцией 0,87–0,88 Тл. В устройствах на этих двигателях рабочая камера получает значительные размеры: площадь поперечного сечения 49 см², длину 13 см, объем 632 см³, что способствует производительности и качеству обеззараживания.

3. Наибольшая эффективность магнитного обеззараживания достигается в области рацио-нальных параметров, включающих магнитную индукцию и частоту переменного магнитного поля. Полное научное обоснование этих параметров требует отдельных исследований.

4. С целью повышения производительности обеззараживания может быть рекомендована параллельная работа нескольких устройств на базе указанных двигателей. Однотипные магнитообеззараживающие устройства, питаемая от общего трехфазного источника соответствующей мощности, увеличивают производительность техпроцесса в 2 раза при двух устройствах, в 3 раза при трех и т.д., обеспечивая тем самым практически любую производительность в рамках потребностей АПК.

5. Перспектива новой технологии магнитного обеззараживания состоит в том, что она не имеет недостатков химического протравливания и обладает существенными преимуществами перед другими электрофизическими методами, заключающимися в равномерности обработки, энергоэкономии, компактности и невысокой стоимости оборудования, отсутствии вредных выбросов и излучений.

Литература

1. Каспаров В.А., Промоненков В.К. Применение пестицидов за рубежом. М.: Агропромиздат. 1990. 224 с.
2. Физическая энциклопедия. Т.4. М.: Научное издательство «Большая Российская энциклопедия». 1994. С. 308–309.
3. Пахомов А.И. Теоретические предпосылки совершенствования процесса электрофизического обеззараживания зерна // Хранение и переработка зерна. 2017. № 7 (215). С. 49–52.
4. Кузнецов Д.Б. Физико-химические механизмы воздействия крайне-высокочастотного излучения на микроорганизмы // Современные проблемы науки и образования [Электронный ресурс]. 2013. № 1. 8 с. Режим доступа: <http://www.science-education.ru/pdf/2013/1/158.pdf> (дата обращения 28.05.2018).
5. Способ обеззараживания жидких сред: пат. №2188798 РФ, МПК C02F1/48, C02F103:04 / М.Г. Барышев, В.И. Дмитриев; заявитель и патентообладатель: М.Г. Барышев, В.И. Дмитриев. № 2000130866/12; заявл. 08.12.2000; опубл. 10.09.2002, Бюл. № 25. 6 с.
6. Пахомов А.И., Максименко В.А., Буханцов К.Н., Ватутина Н.П. Результаты исследований по использованию вращающегося магнитного поля для обеззараживания зерна // Хлебопродукты. 2018. № 6. С. 40–43.
7. Пахомов А.И. Сравнительный анализ СВЧ-установок для обеззараживания зерна // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 1. С. 21–26.

References

1. Kasparov V.A., Promonenkov V.K. Primenenie pesticidov za rubezhom [Application of pesticides abroad]. Moscow: Agropromizdat Publ.. 1990. 224 p.
2. Fizicheskaya ehnciklopediya [Physical encyclopedia]. Vol. 4. Moscow: Nauchnoe izdatel'stvo «Bol'shaya Rossijskaya ehnciklopediya» Publ. 1994, pp. 308–309
3. Pahomov A.I. Theoretical prerequisites for improving of the process of electrolytic grain disinfection. Hranenie i pererabotka zerna. 2017. No 7(215), pp. 49–52 (in Russ.).
4. Kuznecov D.B. Physico-chemical mechanisms for the construction of ultra-high-frequency radiation on microorganisms. Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya [Elektronnyj resurs]. 2013. No 1. 8 p. (in Russ.) URL: <http://www.science-education.ru/pdf/2013/1/158.pdf> (accessed 28.05.2018).
5. Sposob obezzarazhivaniya zhidkih sred [Disinfection of liquid media]: pat. No 2188798 RF, MPK C02F1/48, C02F103:04. / M.G. Baryshev, V.I. Dmitriev; zayavitel' i patentobladatel': M.G. Baryshev, V.I. Dmitriev. No 2000130866/12; zayavl. 08.12.2000; opubl. 10.09.2002, Byul. No 25. 6 p.
6. Pahomov A.I., Maksimenko V.A., Buhancov K.N., Vatutina N.P. Results of studies on the use of a rotating magnetic field for grain disinfection. Hlebo-produkty. 2018. No 6, pp. 40–43 (in Russ.).
7. Pahomov A.I. Comparative analysis of microwave installations for grain disinfection. Traktory i sel'hozmashiny. 2018. No 1, pp. 21–26 (in Russ.).

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

MATHEMATICAL MODELING OF FUNCTIONING OF A TILLAGE MACHINE-TRACTOR UNIT

С.Г. ПАРХОМЕНКО¹, К.Т.Н.

Г.Г. ПАРХОМЕНКО², К.Т.Н.

¹ Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО
Донской ГАУ в г. Зернограде, г. Зерноград, Россия,
s-parkhom@mail.ru

² Северо-Кавказский научно-исследовательский институт
механизации и электрификации сельского хозяйства
ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской»,
г. Зерноград, Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

S.G. PARHOMENKO¹, PhD in Engineering

G.G. PARHOMENKO², PhD in Engineering

¹ Azovo-Chernomorskiy Engineering Institute Donskoy State
Agricultural University in Zernograd, Zernograd, Russia,
s-parkhom@mail.ru

² North-Caucasian Scientific Research Institute of Mechanization
and Electrification of Agriculture «Agrarian Science Center
«Donskoy», Zernograd, Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru

Почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат подвергается непрерывно изменяющимся внешним воздействиям, что приводит к колебаниям скорости движения, буксованию ведущих колес трактора, нагруженности трансмиссии, повышенному расходу топлива. Основным источником возмущений, вызывающих колебания трактора, являются неравномерность тягового сопротивления почвообрабатывающих машин и неровности микропрофиля поля. Цель исследования: совершенствование процесса функционирования почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата путем моделирования влияния внешних воздействий. Математическая модель процесса работы колесного трактора в тяговом режиме работы представляет почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат в виде динамической системы с двумя входными воздействиями, определяемыми нагрузкой на рабочие органы и неровностями рельефа. Математическая модель включает уравнения двигателя и регулятора, муфты сцепления, силовой передачи, ведущего колеса и продольно-вертикальных колебаний трактора. Решение математической модели МТА базируется на методе численного интегрирования Рунге – Кутты четвертого порядка при постоянном шаге. Произведены расчеты движения агрегата с подачей на вход модели периодических синусоидальных возмущений. В результате расчетов определено, что влияние микропрофиля поля и тягового сопротивления рабочих органов на показатели функционирования МТА различно. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля. Колебания скорости движения, погектарного расхода топлива, момента двигателя обусловлены воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты, а буксования и ведущего момента колес – также и неровностей микропрофиля поля. На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива в основном влияют колебания тягового сопротивления. Применение диагонально-параллельных шин вместо радиальных позволяет снизить буксование ведущих колес трактора с 24 % при работе на серийных шинах до 16 % на опытных шинах и уменьшить при этом погектарный расход топлива на 6 %.

Ключевые слова: почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат, показатели функционирования, внешние воздействия, тяговое сопротивление.

The soil-cultivating machine-tractor unit undergoes continuously changing external influences that lead to fluctuations in the speed of movement, slippage of the tractor's driving wheels, loading of the transmission, and increased fuel consumption. The main sources of disturbances that cause the oscillations of the tractor are the unevenness of the traction resistance of the tillers and the unevenness of the field microprofile. The purpose of the research is to improve the process of functioning of the soil-processing machine-tractor unit by modeling the influence of external action. The mathematical model of the process of operation of a wheeled tractor in the traction mode of operation is a machine-tractor unit in the form of a dynamic system with two input forces, determined by the load on the working elements and the roughness of the relief. The mathematical model includes the equations of the motor and the regulator, the clutch, the power transmission, the driving wheel and the longitudinal-vertical oscillations of the tractor. The solution of the mathematical model of the machine-tractor unit is based on the fourth-order Runge-Kutta numerical integration method at a constant step. Calculations are made for the motion of the unit with periodic sinusoidal disturbances applied to the input of the model. As a result of calculations, it is determined that the effect of the microfield of the field and the traction resistance of the working bodies on the performance of the machine-tractor unit is different. The greatest amplitudes of vertical accelerations are achieved due to the effect of field unevenness. Fluctuations in the speed of movement, hectare fuel consumption, engine torque are caused by the periodic component of traction resistance of low frequency, and slippage and driving torque of the wheels – as well as unevenness of the field microfilm. The average values of the slippage of the tractor's driving wheels and hectare fuel consumption are mainly affected by the oscillations of the traction resistance. The use of diagonal-parallel tires instead of radial makes it possible to reduce the slipping of the tractor's drive wheels from 24 % (when working on serial tires) to 16 % (on test tires) and to reduce the hectare fuel consumption by 6 %.

Keywords: soil-processing machine-tractor unit, performance indicators, external influences, traction resistance.

Введение

Повышение эффективности с/х производства на фоне истощения возможностей экономического роста в связи с возрастанием техногенных нагрузок на обрабатываемую среду до масштабов, угрожающих деградации почвенного плодородия, осуществляется на основе трансформации науки и технологий при высокой результативности исследований и разработки методов их практического применения, направленных на получение качественной продовольственной продукции.

Повышение уровня научно-технологического развития с/х производства возможно путем использования современных технических средств, эффективность функционирования которых зависит от потребляемых энергозатрат, т.е. от тягового сопротивления рабочих органов агрегируемой почвообрабатывающей машины [1, 2].

В реальных условиях эксплуатации почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат (МТА) подвергается непрерывно изменяющимся внешним воздействиям, которые оказывают отрицательное влияние на показатели функционирования [3], такие как колебания скорости движения, буксование ведущих колес трактора, нагруженность трансмиссии, расход топлива.

Цель исследования

Совершенствование процесса функционирования МТА путем моделирования влияния внешних воздействий.

Материалы и методы

Основным источником возмущений, вызывающих колебания трактора, является неравномерность тягового сопротивления по-

чвообрабатывающих машин и неровности микропрофиля поля. Математическая модель процесса работы колесного трактора в тяговом режиме работы представляет МТА в виде динамической системы с двумя входными воздействиями, определяемыми нагрузкой на рабочие органы и неровностями рельефа. Основой для теоретического анализа функционирования агрегата является динамическая схема (рис. 1).

Модель составлена при следующих основных допущениях:

- 1) остов трактора вместе с кабиной рассматривается как твердое тело;
- 2) колебания рассматриваются от положения статического равновесия с началом координат в центре тяжести трактора;
- 3) трактор движется прямолинейно;
- 4) упругие элементы имеют линейную характеристику;
- 5) воздействия на правое и левое колеса одинаковы и одновременны;
- 6) силами инерции в регуляторе двигателя, неподдрессоренными массами переднего моста трактора пренебрегаем.

Математическая модель включает уравнения двигателя и регулятора, муфты сцепления, силовой передачи, ведущего колеса и продольно-вертикальных колебаний трактора (зависимости 1–23).

В равновесном режиме работа двигателя внутреннего сгорания характеризуется постоянством угловой скорости коленчатого вала при заданной нагрузке. Поддержание такого режима возможно при условии равенства крутящего момента двигателя M_d моменту трения муфты сцепления $M_{фр}$ [4].

$$M_d = M_{фр}. \quad (1)$$

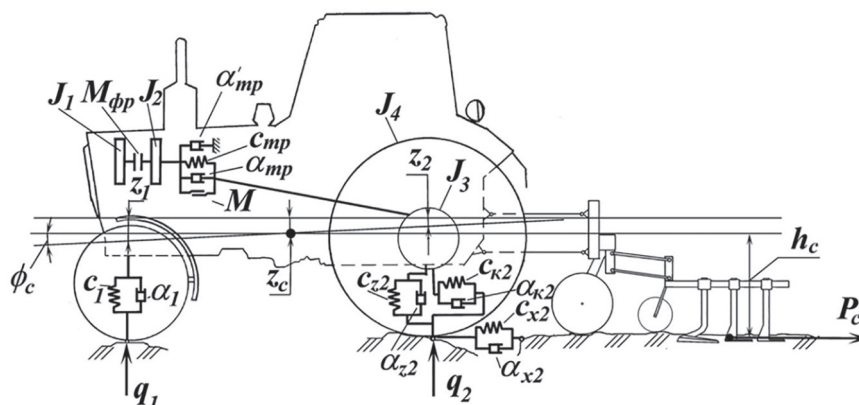


Рис. 1. Динамическая схема культиваторного агрегата

В неравновесном режиме (в случае неравенства момента двигателя и момента трения муфты сцепления) возникают инерционные силы.

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_d - M_{\text{фр}}, \quad (2)$$

где J_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции двигателя; $\dot{\omega}_1$ – угловое ускорение вала двигателя.

Характеристики крутящего момента двигателя и удельного расхода топлива [5] могут быть представлены уравнениями регрессии:

$$M_d = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + \quad (3)$$

$$+ a_3 \cdot h_p + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + a_5 \cdot h_p^2;$$

$$g_e = b_0 + b_1 \cdot \omega_1 + b_2 \cdot \omega_1^2 + \quad (4)$$

$$+ b_3 \cdot h_p + b_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + b_5 \cdot h_p^2,$$

где a_i, b_i – коэффициенты регрессии; h_p – отклонение рейки топливного насоса от положения, соответствующего номинальной подаче топлива; ω_1 – угловая скорость вала двигателя.

Движение рейки топливного насоса, снабженного регулятором прямого действия, определяется движением его муфты. Отклонение рейки топливного насоса определяется зависимостью [5–9]:

$$h_p = 3,57 \cdot z, \quad (5)$$

где z – перемещение муфты регулятора.

Без учета инерционных сил движение муфты регулятора описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_p \cdot \dot{z} + c_p \cdot z &= \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_1^2 - F(\gamma), \text{ при } z \geq z_n \\ \alpha_p \cdot \dot{z} + c_k \cdot z &= \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_1^2 - F_{k0}, \text{ при } z < z_n \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где z_n – положение муфты регулятора, соответствующее номинальной подаче топлива; α_p – коэффициент вязкого трения в регуляторе; c_p, c_k – приведенные к муфте жесткости пружин регулятора и корректора; $A(z)$ – коэффициент поддерживающей силы; i_p – передаточное число привода вала регулятора; $F(\gamma)$ – усилие затяжки пружины регулятора, зависящее от угла поворота рычага управления регулятором γ ; F_{k0} – начальное усилие затяжки пружины корректора.

В процессе включения муфты сцепления в начальный момент времени крутящий момент на валу муфты и ее частота вращения равны нулю, частота вращения коленчатого вала двигателя максимальная. Затем момент трения

фрикциона возрастает от нуля до максимального его значения. Момент трения фрикциона с достаточной точностью определяется следующей зависимостью [5, 6, 7, 8, 9]:

$$M_{\text{фр}} = n \cdot F \cdot R_{\text{ср}} \cdot P_{\text{max}} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot t}) \times \quad (7)$$

$$\times (\mu_{\text{max}} - \Delta\mu \cdot [1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)}]),$$

где n – число пар поверхностей трения; F – площадь поверхностей трения дисков; $R_{\text{ср}}$ – средний радиус дисков; P_{max} – сила сжатия поверхности трения; t – время включения фрикциона; k_1 – показатель экспоненты нарастания давления; k_2 – показатель экспоненты изменения коэффициента трения; μ_{max} – максимальное значение коэффициента трения; $\Delta\mu$ – относительное изменение коэффициента трения; ω_2 – угловая скорость ведущего вала трансмиссии.

Согласно динамической модели силовая передача представлена в виде крутильно-колебательной системы с массами на входе и выходе, имеющей моменты инерции, соответственно, J_2 и J_3 . Движение масс силовой передачи может быть описано уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{\text{фр}} - (M_{\text{тр}} + \alpha_{\text{тр1}} \cdot \omega_2) \\ J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{\text{тр}} \cdot i_{\text{тр}} - M_{\text{шк}} \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где $M_{\text{тр}}$ – момент связи в силовой передаче, учитывающий ее упругость, демпфирование и сухое трение; $\alpha_{\text{тр1}} \cdot \omega_2$ – величина, характеризующая потери ведущего момента на вязкое трение при равномерном вращении деталей трансмиссии; $M_{\text{шк}}$ – момент закрутки шины ведущего колеса; ω_3 – угловая скорость ведомого вала трансмиссии (колеса); $i_{\text{тр}}$ – передаточное число силовой передачи.

Момент $M_{\text{тр}}$ в общем случае является функцией угла закручивания вала, на концах которого установлены маховики с моментами инерции J_2 и J_3 с действующими на них ведущим моментом и моментом сопротивления. Применительно к рассматриваемой модели:

$$M_{\text{тр}} = c_{\text{тр}} \cdot (\varphi_2 - i_{\text{тр}} \cdot \varphi_3) + \alpha_{\text{тр}} \cdot (\omega_2 - i_{\text{тр}} \cdot \omega_3) + \quad (9)$$

$$+ M \cdot \text{sign}(\omega_2 - i_{\text{тр}} \cdot \omega_3),$$

где $c_{\text{тр}}$ – жесткость силовой передачи; φ_2, φ_3 – соответственно, углы поворота ведущего и ведомого валов; $i_{\text{тр}}$ – передаточное число силовой

передачи; $\alpha_{\text{тр}}$ – коэффициент вязкого трения силовой передачи; M – момент сухого трения.

Момент сухого трения силовой передачи определяется по формуле:

$$M = c_{\text{тр}} \cdot (\varphi_2 - i_{\text{тр}} \cdot \varphi_3) \cdot (1 - \eta_{\text{тр}}), \quad (10)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД силовой передачи.

Проведенные исследования деформации пневматических тракторных шин низкого давления показывают, что пневматическая шина в ведущем режиме испытывает три вида деформации: радиальную, крутильную и продольную [5, 10]. Шина представлена двухмассовой моделью с моментами инерции J_3 и J_4 . Момент инерции J_3 характеризует обод колеса со ступицей и часть шины, момент инерции J_4 – беговую дорожку шины.

Движение масс ведущего колеса на основе принятой динамической модели описывается системой уравнений [5–10]:

$$\left. \begin{aligned} J_4 \cdot \dot{\omega}_4 &= M_{\text{шк}} - M_{\text{шх}}; \\ v_{\text{сх}} &= \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x_2}{r_0} \cdot \text{sign } \omega_4 \right) - \dot{x}_2 \right] \times \\ &\times (1 - \delta) \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где $M_{\text{шк}}$ – момент закрутки шины; $M_{\text{шх}}$ – момент шины ведущего колеса от продольной деформации; $v_{\text{сх}}$ – скорость центра масс трактора в горизонтальном направлении; x_2 – продольная деформация шин ведущих колес; r_0 – свободный радиус ведущего колеса; ε_1 – коэффициент относительного сжатия волокон от нормальной нагрузки; ε_2 – коэффициент относительного сжатия волокон от продольной нагрузки; ω_4 – угловая скорость беговой дорожки; δ – буксование колеса.

Момент закрутки шины может быть рассчитан по формуле:

$$M_{\text{шк}} = c_{\kappa 2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + \alpha_{\kappa 2} \cdot (\omega_3 - \omega_4), \quad (12)$$

где $c_{\kappa 2}$ – крутильная жесткость ведущего колеса; j_3 – угол поворота оси колеса; φ_4 – угол поворота беговой дорожки; $\alpha_{\kappa 2}$ – крутильное демпфирование ведущего колеса; ω_3 – угловая скорость оси колеса.

Момент шины ведущего колеса от продольной деформации определяется следующим образом:

$$M_{\text{шх}} = (c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2) \cdot r_d + R_2 \cdot a_2, \quad (13)$$

где c_{x2} – продольная жесткость шин ведущих колес; α_{x2} – продольный коэффициент вязкого трения шин ведущих колес; r_d – динамический радиус качения ведущего колеса; R_2 – вертикальная реакция на задних колесах; a_2 – сдвиг вертикальной реакции.

Вертикальная реакция на задних колесах определяется по формуле:

$$R_2 = c_{z2} \cdot z_{\text{ш2}} + \alpha_{z2} \cdot \dot{z}_{\text{ш2}} + c_{z2} \cdot z_{20}, \quad (14)$$

где c_{z2} – радиальная жесткость шин ведущих колес; α_{z2} – радиальный коэффициент вязкого трения шин ведущих колес; $z_{\text{ш2}}$ – радиальная деформация шины ведущего колеса, вызванная вертикальными колебаниями остова трактора; z_{20} – статический прогиб шины ведущего колеса.

Сдвиг вертикальной реакции определяется по формуле:

$$a_2 = f \cdot r_c + \frac{c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2}{c_{z2}}, \quad (15)$$

где f – коэффициент сопротивления качению в свободном режиме; r_c – радиус качения в свободном режиме.

Принимая динамический радиус равным расстоянию от оси колеса до опорной поверхности, можно записать:

$$r_d = r_0 - z_{20} - z_{\text{ш2}}. \quad (16)$$

При движении колесного трактора по неровностям поля происходит взаимодействие его колес с препятствиями, что вызывает колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости и нагружает его трансмиссию. Изменение тягового сопротивления рабочей машины также вызывает колебания трактора. Колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости описываются системой уравнений [5, 6, 7, 8, 9]:

$$\left. \begin{aligned} m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + \\ &+ c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\ J_c \cdot \ddot{\varphi}_c &= [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - \\ &- [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\ &+ [c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r_d + h_c) - P_c \cdot h_c; \\ m_c \cdot \dot{v}_{\text{сх}} &= c_{x2} \cdot x_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c \end{aligned} \right\}, \quad (17)$$

где m_c – масса агрегата; J_c – момент инерции трактора относительно центра масс; z_c – отклонение по вертикали центра масс трактора от положения равновесия; φ_c – угол поворота

остова трактора относительно поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс трактора; z_1, z_2 – отклонения по вертикали от положения равновесия, соответственно, центров переднего и заднего мостов трактора; q_1, q_2 – координаты микропрофиля, соответственно, под передними и задними колесами трактора; a, b – соответственно, расстояния от центра тяжести до переднего и заднего мостов; P_c – тяговое сопротивление рабочих органов; h_c – расстояние от линии действия силы тяги до центра масс трактора; c_{z1} – приведенная жесткость упругих элементов передней подвески; a_{z1} – коэффициент демпфирования передней подвески и шин.

Радиальная деформация шины ведущего колеса определяется по формуле:

$$z_{w2} = z_2 - q_2. \quad (18)$$

Отклонения от положения равновесия центров переднего и заднего мостов трактора определяются по формулам:

$$z_1 = z_c + a \cdot \varphi_c; \quad (19)$$

$$z_2 = z_c - b \cdot \varphi_c. \quad (20)$$

Тогда динамический радиус качения ведущего колеса можно рассчитать следующим образом:

$$r_d = r_0 - (z_c - b \cdot \varphi_c - q_2 + z_{20}). \quad (21)$$

Упругие элементы передней подвески (пружин $c_{п1}$ и шин $c_{ш1}$) заменены одним элементом с приведенной жесткостью c_{z1} , определяемой по формуле [5]:

$$c_{z1} = \frac{c_{п1} \cdot c_{ш1}}{c_{п1} + c_{ш1}}. \quad (22)$$

Многими исследователями отмечается рост тягового сопротивления машин по мере роста скорости движения. Кроме того, во многих работах показано, что тяговое сопротивление вследствие неоднородности плотности почвы имеет случайный характер. В установившемся режиме движения агрегата при исследовании тяговой динамики трактора случайная функция тягового сопротивления рассматривается как стационарная и эргодическая. С другой стороны, определенный интерес вызывает периодическое воздействие на динамическую систему с заданной частотой. С учетом вышеизложенного, можно записать следующее выражение для тягового сопротивления [6]:

$$P_c(t) = [P_c^0 + \Delta P_c \cdot (v_{cx} - v_0)] + \varphi(t), \quad (23)$$

где P_c^0 – математическое ожидание тягового сопротивления при скорости v_0 ; ΔP_c – темп нарастания тягового сопротивления при увеличении скорости на величину $(v_{cx} - v_0)$; $\varphi(t)$ – центрированная эргодическая стационарная случайная функция или периодическая функция, характеризующая колебания тягового сопротивления агрегата при скорости v_0 .

Результаты и их обсуждение

Решение математической модели МТА базируется на методе численного интегрирования Рунге – Кутты четвертого порядка при постоянном шаге. Для исследования влияния колебаний тягового сопротивления и микропрофиля поля на показатели функционирования агрегата на ПЭВМ произведены расчеты движения агрегата с подачей на вход модели периодических синусоидальных возмущений. Рассмотрены варианты комплектации ведущих колес трактора шинами серийной радиальной (16,9R30) и экспериментальной диагонально-параллельной (16,9-30ДП) конструкций [5, 6, 7, 8, 9].

Корректность математической модели МТА определялась путем сравнения результатов натурных испытаний культиваторного агрегата при его разгоне с результатами аналитических расчетов на ПЭВМ. Полученная при этом относительная погрешность не превышает 5,3 %, что позволяет считать результаты аналитического исследования агрегата вполне удовлетворительными [5, 6, 7].

В результате теоретических исследований получено следующее. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля (рис. 2). При этом резонансные частоты находятся в области 1,5–2 м⁻¹.

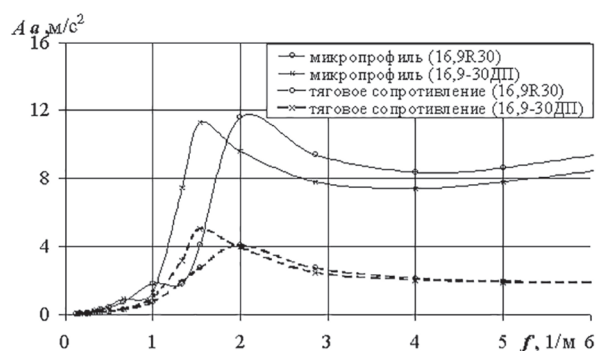


Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний вертикальных ускорений заднего моста от частоты внешних воздействий

Колебания скорости движения, момента двигателя, погектарного расхода топлива (рис. 3–7) обусловлены, главным образом, воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты (до $1\text{--}2\text{ м}^{-1}$). Колебания ведущего момента колес и буксования (рис. 5, 6) в области низких частот ($0\text{--}1,5\text{ м}^{-1}$) возникают вследствие изменения тягового сопротивления, в области более высоких частот (свыше $1,5\text{ м}^{-1}$) – вследствие воздействия неровностей микропрофиля поля.

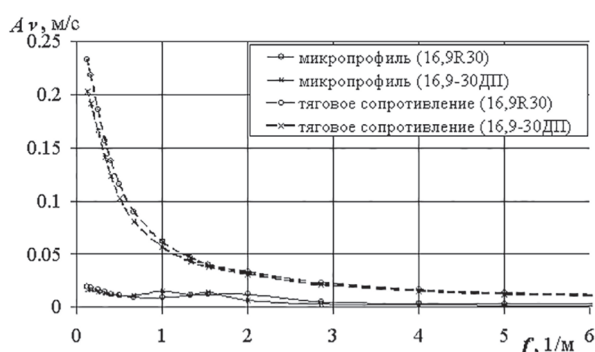


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний скорости агрегата от частоты внешних воздействий

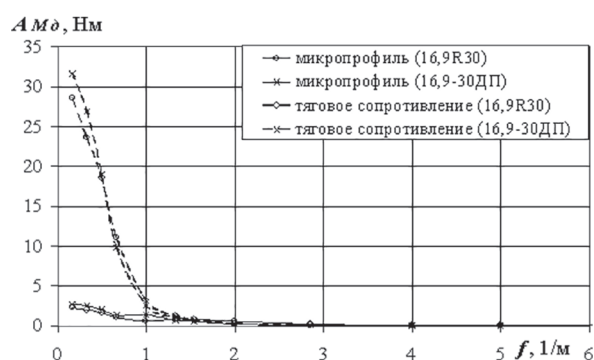


Рис. 4. Зависимость амплитуды колебаний крутящего момента двигателя от частоты внешних воздействий

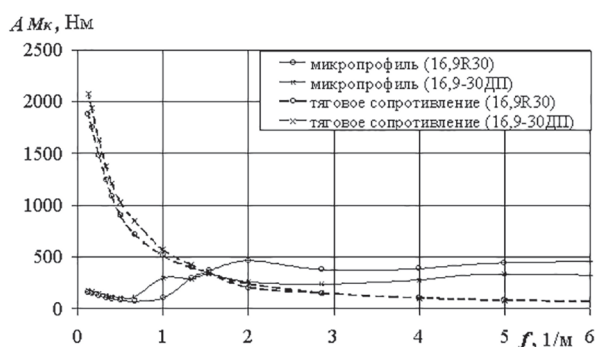


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний ведущего момента колес от частоты внешних воздействий

На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива основное влияние оказывают колебания тягового сопротивления, которые в зоне частот $0\text{--}1\text{ м}^{-1}$ вызывают повышение среднего значения буксования на 7–12 %, погектарного расхода топлива – на 3–4 %. Воздействие микропрофиля поля не оказывает заметного влияния на средние значения этих показателей.

Положительного эффекта можно достичь снижением радиальной жесткости пневматических шин ведущих колес трактора [10], использованием инновационных конструкций рабочих органов [11, 12, 13].

Применение диагонально-параллельных шин [10] вместо радиальных позволяет снизить буксование ведущих колес трактора с 24 % при работе на серийных шинах до 16 % на опытных шинах и уменьшить при этом погектарный расход топлива на 6 %. Одновременно снижается и амплитуда колебаний показателей функционирования МТА.

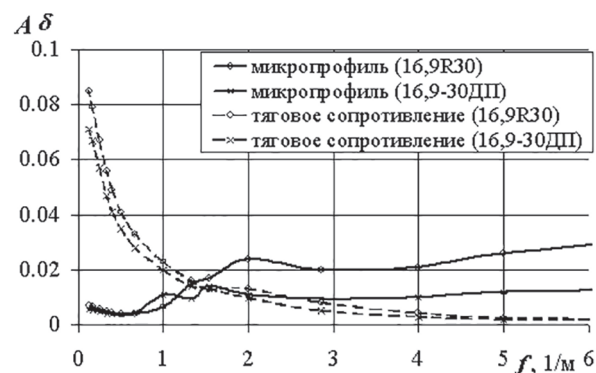


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний буксования от частоты внешних воздействий

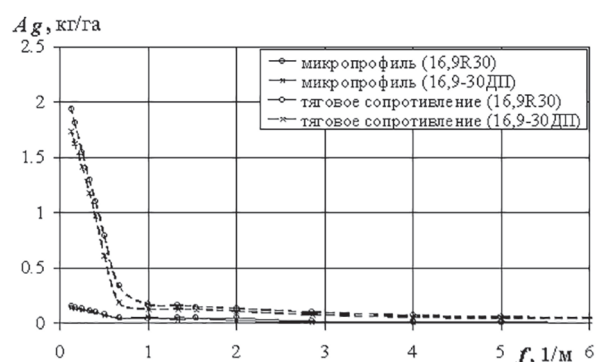


Рис. 7. Зависимость амплитуды колебаний погектарного расхода топлива от частоты внешних воздействий

Заключение

Влияние микропрофиля поля и тягового сопротивления на рабочих органах на показатели функционирования МТА различно. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля. Колебания скорости движения, погектарного расхода топлива, момента двигателя обусловлены воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты, а буксования и ведущего момента колес – также и неровностей микропрофиля поля. На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива в основном влияют колебания тягового сопротивления.

Литература

1. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
2. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // Хранение и переработка зерна. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
3. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Метод структурного моделирования систем автоматического регулирования эксплуатационных режимов работы почвообрабатывающих агрегатов // Труды ГОСНИТИ. 2017. Т. 126. С. 55–61.
4. Кут'ков, Г.М. Тяговая динамика тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 215 с.
5. Пархоменко С.Г. Совершенствование функционирования МТА с колесным трактором класса 1,4 на основе оптимизации параметров пневматических шин // Дисс. канд. техн. наук: 05.20.01. Зерноград, 1999. 156 с.
6. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Математическая модель культиваторного агрегата // Адаптивные технологии и технические средства в полеводстве и животноводстве. Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2000. С. 67–72.
7. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Тяговая динамика культиваторного агрегата // Исследования и реализация новых технологий и технических средств в сельскохозяйственном производстве. Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2001. С. 39–42.
8. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование работы дизельного двигателя с всережимным регулятором в программном комплексе

«МВТУ» // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: матер. V Всероссийской научно-практич. конф. Рубцовск, 2015. С. 61–68.

9. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование технологических процессов по информационным параметрам на примере расчета двигателя Д-240 // Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск, 2018. № 51. С. 249–255.
10. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Экспериментальное исследование характеристик тракторных пневматических шин // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 40–48.
11. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А., Громаков А.В., Божко И.В. Анализ агротехнических показателей рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 32–38.
12. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А. Выбор параметров ротационных рабочих органов для обработки почвы в засушливых условиях // Инновационные технологии в науке и образовании. «ИТНО-2014»: сборник научных трудов международной научно-методической конференции (г. Ростов-на-Дону – г. Зерноград – п. Дивноморское). Ростов-на-Дону – Зерноград, 2014. С. 334–337.
13. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Пантюхов И.В., Семенихина Ю.А., Громаков А.В. Предпосылки к использованию инновационных материалов на основе пластика в конструкциях почвообрабатывающих рабочих органов // Труды ГОСНИТИ. 2017. Т. 127. С. 176–183.

References

1. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Improving the energy efficiency of mobile soil-cultivating units. *Innovacii v sel'skom hozyajstve*. 2016. No 3 (18), pp. 40–47.
2. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in plant growing. *Hranenie i pererabotka zerna*. 2017. No 1 (209), pp. 55–60 (in Russ.).
3. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. The method of structural modeling of systems for automatic regulation of operating regimes of soil cultivating units. *Trudy GOSNITI*. 2017. Vol. 126, pp. 55–61 (in Russ.).
4. Kut'kov G.M. *Tyagovaya dinamika traktorov* [Traction dynamics of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 215 p.
5. Parhomenko S.G. *Sovershenstvovanie funkcionirovaniya MTA s kolyosnym traktorom klassa 1,4*

- na osnove optimizacii parametrov pnevmaticheskikh shin. Diss....kand. tekhn. nauk: [Improving the functioning of the machine-tractor unit with a wheeled tractor of 1.4 class based on optimizing the parameters of pneumatic tires. Disscand. tech. sciences:] 05.20.01 Zernograd, 1999. 156 p.
6. Parhomenko S.G., Yarovoj V.G., Kravchenko V.A. Mathematical model of a cultivator unit. Adaptivnye tekhnologii i tekhnicheskie sredstva v polevodstve i zhivotnovodstve. Zernograd: VNIP-TIMEHSKH, 2000, pp. 67–72 (in Russ.).
 7. Parhomenko S.G., Yarovoj V.G., Kravchenko V.A. Traction dynamics of the cultivator unit. Issledovaniya i realizaciya novyh tekhnologij i tekhnicheskikh sredstv v sel'skohozyajstvennom proizvodstve. Zernograd: VNIPTIMEHSKH, 2001, pp. 39–42 (in Russ.).
 8. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Modeling of the operation of a diesel engine with an all-regulator in the «MVTU» software complex. Sovremennaya tekhnika i tekhnologii: problemy, sostoyanie i perspektivy: Mater. V Vserossijskoj nauchno-praktich. konf. [Modern technology and technologies: problems, condition and perspectives: Mothers of the V All-Russian Scientific Practical. Conf.] Rubcovsk, 2015, pp. 61–68 (in Russ.).
 9. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Modeling of technological processes by information parameters on the example of calculating the D-240 engine. Mekhanizaciya i chlektifikaciya sel'skogo hozyajstva (Minsk). 2018. No 51, pp. 249–255 (in Russ.).
 10. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Experimental study of the characteristics of tractor pneumatic tires. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 11, pp. 40–48 (in Russ.).
 11. Parhomenko G.G., Semenihiina YU.A., Gromakov A.V., Bozhko I.V. Analysis of agrotechnical indices of working organs for layered soil-free tillage. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 5, pp. 32–38 (in Russ.).
 12. Parhomenko G.G., Semenihiina YU.A. Selection of the parameters of rotational working elements for soil cultivation in arid conditions. Innovacionnye tekhnologii v nauke i obrazovanii. «ITNO-2014»: sbornik nauchnyh trudov mezhdunarodnoj nauchno-metodicheskoy konferencii (g. Rostov-na-Donu – g. Zernograd – p. Divnomorskoe) [nnovative technologies in science and education. «ITNO-2014»: a collection of scientific papers of the international scientific and methodological conference (Rostov-on-Don – Zernograd-Divnomorskoe)]. Rostov-na-Donu – Zernograd, 2014, pp. 334–337 (in Russ.).
 13. Parhomenko G.G., Bozhko I.V., Pantyuhov I.V., Semenihiina YU.A., Gromakov A.V. Prerequisites for the use of innovative materials based on plastic in the construction of soil-working tools. Trudy GOSNITI. 2017. Vol. 127, pp. 176–183 (in Russ.).

МЕТОДИКА АНАЛИЗА НА ПРОЧНОСТЬ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МНОГОМАССОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ И КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ

METHOD OF THE STRENGTH ANALYSIS OF A TRACK-TYPE TRACTOR UNDERCARRIAGE WITH THE USE OF MULTIBODY SIMULATION AND FINITE ELEMENT ANALYSIS

В.А. ГОРЕЛОВ¹, Д.Т.Н.
А.И. КОМИССАРОВ¹, К.Т.Н.
Д.С. ВДОВИН¹, К.Т.Н.
С.В. ГАЕВ²
М.В. ВЯЗНИКОВ², К.Т.Н.
И.А. ТАРАТОРКИН³

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана Москва, Российская Федерация,
gvas@mail.ru, komissarov@bmstu.ru

² ООО «МИКОНТ» Чебоксары, Российская Федерация,
mv.vaznikov@tplants.com

³ ИМАШ УрО РАН, Екатеринбург, Российская Федерация,
ig_tar@mail.ru

V.A. GORELOV¹, DSc in Engineering
A.I. KOMISSAROV¹, PhD in Engineering
D.S. VDOVIN¹, PhD in Engineering
S.V. GAEV²
M.V. VYAZNIKOV², PhD in Engineering
I.A. TARATORKIN³

¹ Bauman Moscow State Technical University Moscow,
Russian Federation, gvas@mail.ru, komissarov@bmstu.ru

² LLC «MIKONT», Cheboksary, Russian Federation,
mv.vaznikov@tplants.com

³ Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian
Academy of Sciences, Ekaterinburg, Russian Federation,
ig_tar@mail.ru

В связи с широким применением метода конечных элементов для расчета прочности деталей ходовой системы приобретает актуальность задача достоверного определения нагрузок. Традиционный метод определения нагрузок по аналитическим упрощенным моделям не учитывает их перераспределение за счет кинематики и динамики элементов. Альтернативой является численный динамический анализ при помощи пространственных динамических моделей с учетом кинематики и упругих характеристик элементов. На примере промышленного гусеничного трактора тягового класса 75 продемонстрирована методика прочностного анализа ходовой системы гусеничной машины. В основе методики лежит совместное использование многомассовой динамической модели ходовой системы для воспроизведения нагрузок в характерных режимах нагружения и конечно-элементных моделей деталей ходовой части для определения напряженно-деформированного состояния и запасов прочности деталей в каждом расчетном случае. Ходовая система описывается в виде набора твердых тел, связанных упруго-демпфирующими силовыми элементами между собой и с опорной поверхностью. Нагрузки на ходовую систему определяются путем численного решения уравнений движения. Полученные временные реализации нагрузок используются для выявления наиболее опасных с точки зрения прочности расчетных случаев. Нагрузки для каждого расчетного случая передаются в конечноэлементные модели деталей ходовой части, по которым производится оценка прочности. Методика продемонстрирована на примере характерных режимов: «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала» и «переезд одиночного рельса». Продемонстрирован анализ временных реализаций нагрузок каретки. Рассмотрены особенности передачи нагрузок из динамической модели в конечно-элементные модели деталей и приведены некоторые результаты прочностного анализа каретки.

Ключевые слова: гусеничный трактор, ходовая система, прочностной анализ, автоматизированный анализ динамики систем тел, конечноэлементный анализ

The wide use of the finite element method for the strength analysis of the undercarriage elements requires a reliable method of the load's calculation. Conventional analytical method of the load's calculation does not take into account their redistribution due to the kinematics and dynamics of the elements. An alternative option is the numerical dynamic analysis with the use of the spatial dynamical models taking into account kinematics and flexibility of the undercarriage elements. The article describes a method of the strength analysis of a tracked vehicle undercarriage for the case of a track-type tractor with gross weight 72 ton. The method is based on the combination of the undercarriage multibody model for the simulation of the loads in typical operation modes and finite element models of its parts for calculation of the strain-stress and margin of safety in each load case. The undercarriage is described as a set of rigid bodies connected by springs and dampers at all interaction points between the undercarriage elements, the track-shoes, and the ground. The loads on the undercarriage are calculated by the numerical integration of the equations of motion. The time histories of the loads are used for the detection of the static strength critical load cases. Each critical load is transmitted to the finite element models of the analyzed undercarriage parts for the subsequent strength analysis. The method is demonstrated for the «tractor forward pitch during the lifting of the earthmoving blade» and «tractor moving over a single rail» load cases. The article shows the analysis of the time histories of the bogie loads. The authors discuss issues of the load transmission from the multibody model to the finite element models of the undercarriage parts and demonstrate some results of the strength analysis of the bogie.

Keywords: track-type tractor, undercarriage, strenght analysis, multibody simulation, finite element analysis.

Введение

Для анализа прочности деталей ходовой системы гусеничных машин на этапе проектирования в настоящее время широко применяется метод конечных элементов [8, 9]. При этом требуется предварительное выделение критических с точки зрения прочности режимов эксплуатации исследуемых деталей и определение действующих на них нагрузок. Традиционно нагрузки определяются по аналитическим упрощенным моделям путем решения статической задачи. При этом не учитываются перераспределение нагрузок за счет кинематики элементов ходовой системы, а также динамические составляющие нагрузки. Альтернативой такому подходу является определение нагрузок при помощи пространственной динамической модели с учетом кинематики и упругих характеристик элементов ходовой системы. Для промышленных гусеничных тракторов число тел модели может достигать нескольких десятков, что существенно усложняет аналитический вывод уравнений движения. Эффективным инструментом для решения данных задач являются программные комплексы автоматизированного анализа динамики систем тел [1, 2, 10, 11, 13]. В таких комплексах по описанию системы в виде набора твердых или деформируемых тел, шарниров и силовых взаимодействий из библиотеки типовых элементов производится автоматическое формирование уравнений движения и имеются встроенные средства для их численного решения. Кроме того, на базе подобных комплексов разработаны специализированные приложения, значительно упрощающие создание моделей гусеничных машин с учетом динамики и кинематики элементов ходовой системы [3, 4, 5, 6]. Дополнительным преимуществом использования динамических моделей для оценки нагрузок является возможность рассмотрения большого числа расчетных случаев, что позволяет, во-первых, с высокой надежностью оценить прочность во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок, а во-вторых эффективно решать задачи оптимизации и снижения массы деталей [12, 14]. В данной работе рассматривается методика прочностного анализа ходовой системы гусеничной машины на примере промышленного гусеничного трактора тягового класса 75 с расчетом нагрузок при помощи динамической модели, созданной в модуле анализа динамики гусеничных машин UM Tracked Vehicle российского программного комплекса «Универсальный механизм» [3].

Динамическая модель гусеничного трактора

В качестве объекта исследования рассматривается промышленный гусеничный трактор тягового класса 75 с независимой балансирной подвеской кареток сдвоенных катков с микроподрессориванием. Укрупненно динамическая модель гусеничного трактора состоит из подсистем, приведенных на рис. 1.

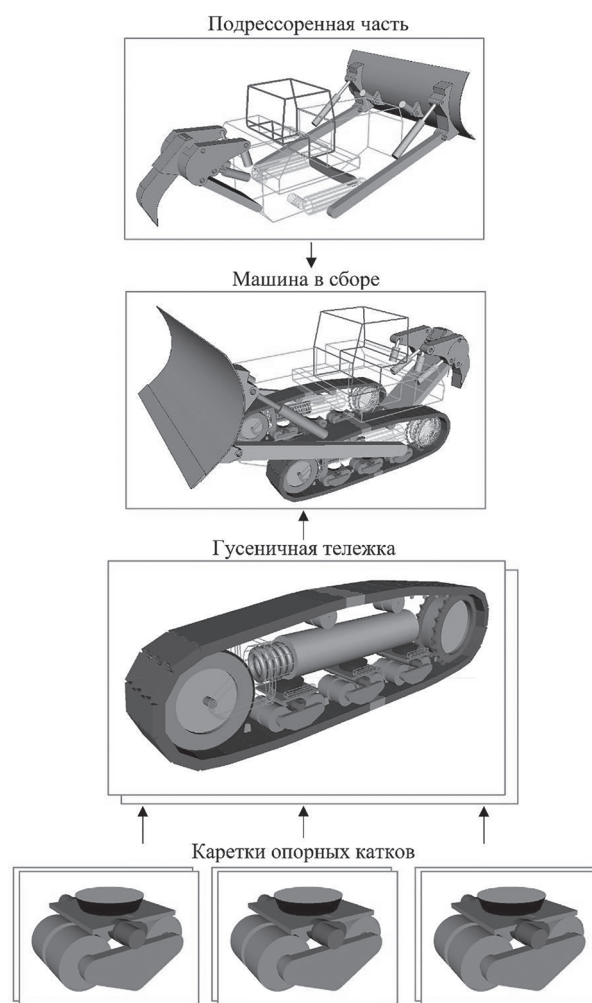


Рис. 1. Структура динамической модели гусеничного трактора

Модель поддрессоренной системы состоит из невесомой геометрической модели и массово-инерционной модели корпуса, а также шарнирно прикрепленных к корпусу массово-инерционных моделей навесного оборудования. Направляющий аппарат подвесок кареток и натяжное устройство моделируются в виде набора твердых тел, связанных линейными упругодемпфирующими силовыми элементами. Для получения распределения реакций в опорах осей кареток и балансиров подшипниковые узлы моделируются линейными

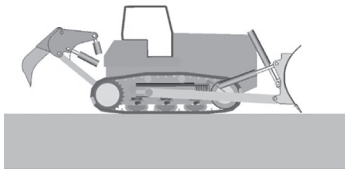
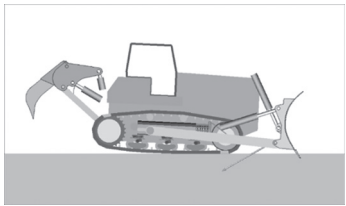
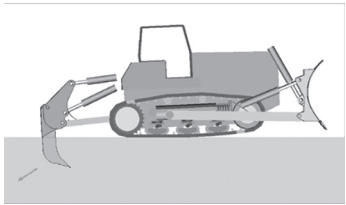
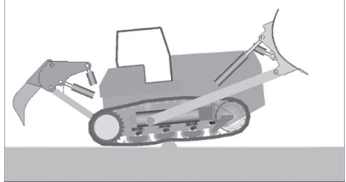
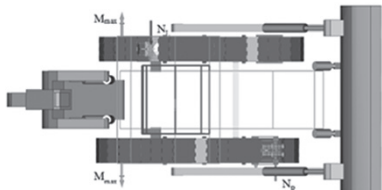
упругодемпфирующими силовыми связями в направлениях восприятия нагрузок. Гусеницы моделируются с учетом пространственной динамики траков в виде набора жестких тел, связанных шарнирами. Взаимодействие траков с ведущим колесом, опорными и поддерживающими катками, а также с твердой опорной поверхностью осуществляется при помощи встроенных в модуль UM Tracked Vehicle линейных моделей контактного взаимодействия.

Анализ нагрузок ходовой системы

Анализ нагрузок ходовой системы начинается с выбора режимов нагружения, наиболее опасных с точки зрения прочности. Данные режимы выделяются на основе опыта эксплуатации объекта исследования или его аналогов. Режимы нагружения ходовой системы рассматриваемого промышленного трактора приведены в табл. 1. В каждом режиме коэффициент сцепления траков с дорогой принят равным 1.

Таблица 1

Режимы нагружения

№	Наименование и схема	Описание
0	Равновесие 	Отвал и рыхлитель в транспортном положении. Скорость движения 0 км/ч.
1	Вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала 	Отвал находится в рабочем положении, рыхлитель – в транспортном. Момент на ведущих колесах соответствует пределу по сцеплению. Сопротивление перемещению отвала соответствует предельной силе сцепления траков с грунтом. Усилие в гидроцилиндрах подъема отвала соответствует максимальному давлению.
2	Вывешивание на задних опорных катках при подъеме рыхлителя 	Отвал находится в транспортном положении, рыхлитель – в рабочем. Момент на ведущих колесах соответствует пределу по сцеплению. Сопротивление перемещению рыхлителя соответствует предельной силе сцепления траков с грунтом. Усилие в гидроцилиндрах подъема рыхлителя соответствует максимальной нагрузке на заднюю каретку.
3	Переезд через одиночный рельс 	Отвал и рыхлитель – в транспортном положении. Скорость движения минимальная устойчивая.
4	Защемленный поворот 	Отвал и рыхлитель – в транспортном положении. Моменты на ведущих колесах разных бортов соответствуют пределу по сцеплению и направлены в противоположные стороны. Правое натяжное колесо и задний опорный каток упираются в упоры на высоте их центров.

Режим «равновесие» введен в качестве базового для оценки уровня нагрузок на остальных режимах.

Для каждого такого режима по динамической модели получают временные реализации нагрузок на элементы ходовой системы. В каждой реализации для каждого элемента выделяются моменты максимального нагружения, принимаемые в качестве расчетных случаев при анализе статической прочности. Ниже в качестве примера приводится описание анализа нагрузок на каретки для режима «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала». Из рис. 2 видно, что наиболее нагруженной является передняя каретка.

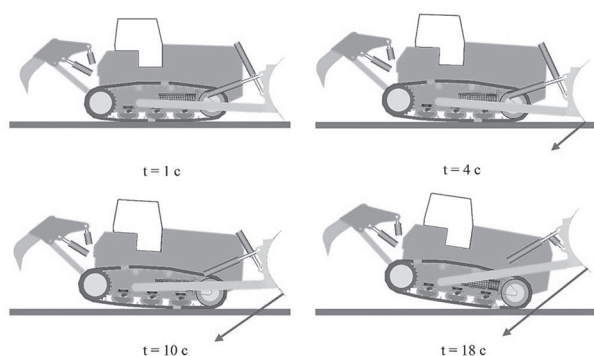


Рис. 2. Расчетный режим 1 «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала».
Кадры анимации движения трактора. Стрелкой показана сила сопротивления на отвале

Из анализа графиков вертикальных реакций на рис. 3 можно сделать вывод, что в данном режиме наибольшие вертикальные нагрузки на переднюю каретку возникают в момент времени *I*. При дальнейшем вывешивании трактора нагрузки перераспределяются с каретки на натяжное колесо. В данном случае очевидно, что нагрузки на каретку в момент времени *I* опре-

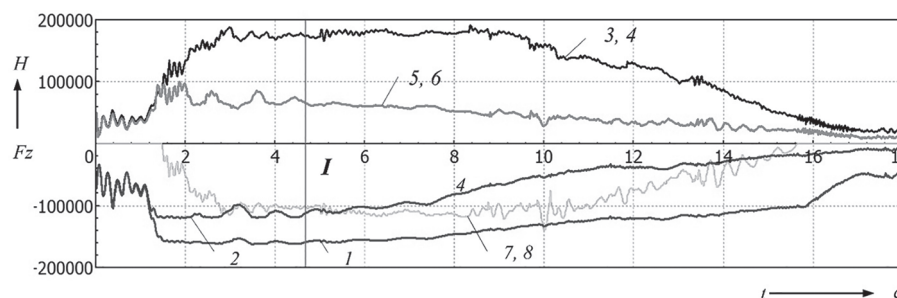


Рис. 3. Вертикальные реакции на переднюю каретку в режиме «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала»:
1, 2 – от переднего и заднего участков амортизатора; 3, 4 – от опор оси переднего катка;
5, 6 – от опор оси заднего катка; 7, 8 – от верхних отбойников

деляют расчетный случай для анализа каретки на прочность.

Число расчетных случаев может быть больше числа расчетных режимов. Так, в режиме «переезд через одиночный рельс», кадры анимации которого показаны на рис. 4; из анализа реализаций нагрузок нельзя однозначно выделить единственный расчетный случай для анализа на прочность, даже если рассматривать только нагрузки на каретку со стороны осей опорных катков.

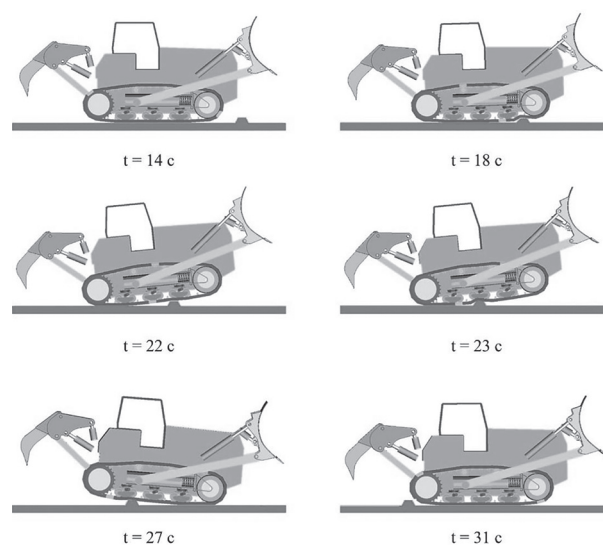


Рис. 4. Расчетный режим 1 «переезд через одиночный рельс».
Кадры анимации движения трактора

Из графиков на рис. 5 видно, что сначала (точка *I*) реализуется большая отрицательная продольная сила на переднем катке, а затем, по мере засезда каретки на рельс (точка *II*), наоборот – положительная и далее – отрицательная продольная сила на заднем катке каретки (точка *III*). Вертикальные усилия на эти катки

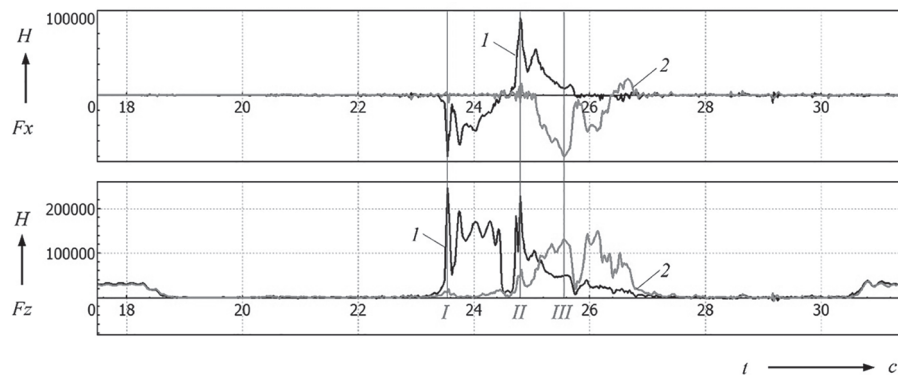


Рис. 5. Продольные (F_x) и вертикальные (F_z) реакции осей опорных катков средней каретки в режиме «переезд через одиночный рельс»:
1 – ось переднего катка; 2 – ось заднего катка

также ведут себя по-разному: сначала большая вертикальная сила действует на первый каток, затем почти вся вертикальная реакция переходит на задний каток.

Таким образом, для анализа прочности каретки в данном режиме необходимо рассматривать, по меньшей мере, три расчетных случая, соответствующих разным сочетаниям величин и направлений нагрузок на каретку. Если учитывать остальные нагрузки (силы и моменты), действующие на каретку, то число расчетных случаев может быть еще больше.

Передача нагрузок в конечноэлементную модель

Полученные по динамической модели реакции для каждого расчетного случая затем переносятся в конечноэлементные модели анализируемых деталей. Большинство программных комплексов конечноэлементного анализа позволяют импортировать нагрузки через текстовый файл специального формата. В данном файле содержатся координаты точек приложения реакций и координаты векторов реакций (сил и моментов) в каждой точке. Для проведения прочностного анализа удобно рассматривать детали ходовой части трактора в равновесном положении в каждый момент времени по принципу Даламбера. Для этого переданные реакции в шарнирах звена дополняются инерционными силами, распределенными по объему детали методом инерционной разгрузки (inertia relief):

$$\{F^a\} + \int_V \{a\} \rho dV = \{0\},$$

$$\{M^e\} + \int_V \{r\} \cdot (\{\varepsilon\} \cdot \{r\}) \rho dV = \{0\},$$

где $\{F^a\}$, $\{M^e\}$ – система внешних, по отношению к детали, сил и моментов, действующих в узлах конечноэлементной модели, которые совпадают с центрами шарниров; $\{a\}$ – линейные ускорения детали; $\{\varepsilon\}$ – вращательные ускорения детали; $\{r\}$ – радиус-вектор точек тела детали; ρ , V – плотность и объем деталей.

В этом случае при расчете напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов не требуется задавать граничные условия для каждого расчетного случая, что позволяет автоматизировать процесс передачи нагрузок в конечноэлементную модель и рассмотреть очень большое число расчетных случаев без существенного увеличения трудоемкости работы [7].

Одной из проблем при переносе нагрузок в конечноэлементную модель методом инерционной разгрузки (inertia relief) является требование точного совпадения массово-инерционных показателей детали в динамической модели и конечно-элементной модели, особенно, это касается массовых моментов инерции детали. Также должно быть гарантировано совпадение центров масс динамической и конечноэлементной моделей детали. Поэтому рекомендуется при построении конечноэлементных моделей применять как можно меньше упрощений исходной геометрии рассчитываемых деталей, а также, по возможности, использовать квазистатические расчетные случаи, где инерционные нагрузки отсутствуют или малы по сравнению с внешними силовыми факторами.

Другой проблемой является тот факт, что в динамической модели нагрузки являются сосредоточенными, а в конечноэлементной – распределенными. Переход к распределенным

нагрузкам в программных комплексах конечноэлементного анализа производится при помощи введения специальных связей между степенями свободы точки приложения нагрузки и узлами модели детали. Например, в программном комплексе NASTRAN для этого применяют элементы типа RBE2 или RBE3. На рис. 6 показан пример распределения сосредоточенной нагрузки от подшипников оси опорных катков на ось каретки. Нагрузка от колец подшипников передается на ось каретки через модель контактного взаимодействия.

Расчет напряженно-деформированного состояния звеньев ходовой системы трактора

Показанный на рис. 6 пример нагружения каретки ходовой части трактора требует примене-

ния нелинейного конечноэлементного итерационного решателя для корректного определения контактных сил взаимодействия оси и колец подшипников. Также в модели учтен преднатяг осей каретки, заведены модели сварных швов и другие контактные элементы во взаимодействующих деталях каретки. Расчет проведен в нелинейной геометрической постановке, учтены упругопластические свойства материалов для стальных деталей по билинейной диаграмме.

Полученные результаты расчета напряженно-деформированного состояния для расчетного случая «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала» приведены на рис. 7 и 8.

При анализе напряженно-деформированного состояния тела с рассмотрением большого числа расчетных случаев удобно пользоваться огибающей эпюрой напряжений по всем рас-

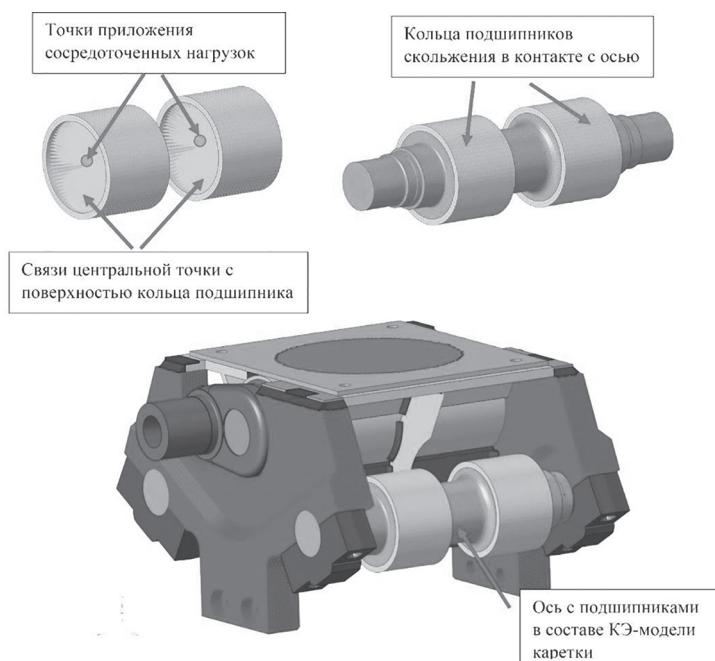


Рис. 6. Пример распределения сосредоточенной нагрузки в шарнирах на конечноэлементную модель каретки через специальные связи и контактную задачу между осью и подшипником скольжения

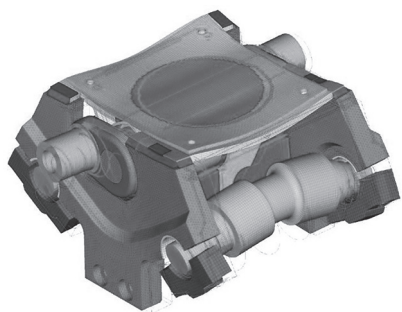


Рис. 7. Деформированное состояние каретки при нагрузочном режиме «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала». Масштаб деформаций увеличен

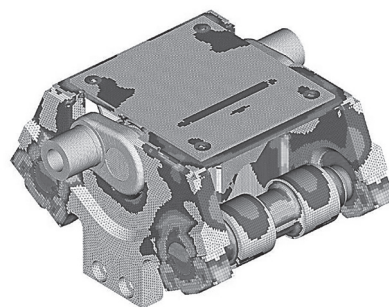


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в каретке при нагрузочном режиме «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала»

четным случаям. Если существует классификация расчетных случаев, например, их можно разделить на штатные эксплуатационные, экстремальные и аварийные, тогда имеет смысл проводить расчет огибающей эпюры напряжений отдельно для каждой группы нагрузок, т.к. для них можно назначить различные требования по запасам прочности или допускаемым действующим напряжениям.

Заключение

Продемонстрирована методика прочностного анализа ходовой системы гусеничного трактора, основанная на последовательном использовании динамической модели и конечно-элементных моделей с возможностью автоматизации передачи данных. Пространственная нелинейная динамическая модель ходовой системы позволяет выявлять наиболее опасные с точки зрения прочности нагрузки и их комбинации, действующие на ее детали, с учетом упругих свойств силовых и кинематики направляющих элементов. Пространственные конечноэлементные модели обеспечивают получение напряженно-деформированного состояния деталей ходовой системы. Использование метода инерционной разгрузки (inertia relief) при передаче нагрузок из динамической в конечноэлементную модель обеспечивает автоматизацию процесса обмена данными между моделями и позволяет существенно увеличить число рассматриваемых расчетных случаев без значительного увеличения трудоемкости. Такой подход повышает достоверность оценки прочности ходовой части в характерных режимах эксплуатации и позволяет обоснованно выбирать конструктивные параметры ее элементов.

Литература

1. Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Макаров В.С. и др. Моделирование движения гусеничных машин по лесным дорогам // Машиностроение и транспорт: теория, методики, производство: труды ННГТУ. Нижний Новгород: ННГТУ, 2016. № 1. С. 171 – 176.
2. Горелов В.А., Комиссаров А.И., Мирошниченко А.В. Моделирование колесного транспортного средства 8Ч8 в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел // Пром-Инжиниринг: труды международной научно-технической конференции. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2015. С. 221–225.
3. UM Tracked Vehicle [Электронный ресурс]. режим доступа: <http://www.umlabor.ru/plugins/catalogue/index.php?id=5>. Заглавие с экрана. Дата обращения: 30.03.2018).
4. [Toolkit: TrackLM] Low-mobility Tracked Vehicle [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://support.recurdyn.com/toolkit-low-mobility-tracked-vehicle/?ckattempt=1>. Заглавие с экрана (дата обращения 30.03.2018).
5. Adams Tracked Vehicle (ATV) Toolkit [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8015437&actp=RSS>. Заглавие с экрана (дата обращения 30.03.2018).
6. EULER – программный комплекс автоматизированного динамического анализа многокомпонентных механических систем [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.euler.ru/index.php/download>. Заглавие с экрана (дата обращения 30.03.2018).
7. Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Левенков Я.Ю. Автоматизация нагружения конечно-элементных моделей несущих систем колесных машин с применением метода инерционной разгрузки и твердотельной динамической модели автомобиля // Труды НАМИ. 2018. № 1 (272). С. 36–50.
8. Покровский А.М., Дубин Д.А. Анализ трещиностойкости торсионных валов гусеничной машины при эксплуатационных нагрузках // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 1 (694). С. 37–44.
9. Покровский А.М., Дубин Д.А. Выбор тарировочных функций для моделирования роста усталостных трещин в торсионных валах // Механика и математическое моделирование в технике: сборник трудов. 2017. С. 332–336.
10. Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Поздняков Т.Д. Виртуальный стенд для определения нагрузок на рулевое управление автомобиля // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 8 (68). С. 3.
11. Denis Vdovin, Ilia Chichekin Loads and stress analysis cycle automation in automotive suspension development process // Procedia Engineering, Volume 150, 2016, Pages 1276–1279.
12. Вдовин Д.С., Прокопов В.С., Рябов Д.М. Проектирование направляющего аппарата независимой подвески автомобиля с использованием метода топологической оптимизации // Известия Московского государственного технического университета «МАМИ». 2017. № 3 (33).
13. Keller, A.V., Gorelov, V.A., Vdovin, D.S., Taranenko, P.A., Anchukov, V.V. Mathematical model of all-terrain truck Proceedings of the EC-

COMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015, Pages 1285–1296.

14. Вдовин Д.С., Котиев Г.О. Топологическая оптимизация рычага подвески грузового автомобиля // Тракторы и Сельхозтехника. 2014. № 3. С. 20–23.

References

1. Klubnichkin V.E. Modeling the movement of caterpillar vehicles along forest roads. Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., Makarov V.S. i dr. Trudy NNGTU. Mashinostroenie i transport: teoriya, metodiki, proizvodstvo. Nizhnij Novgorod: NNGTU, 2016. No 1, pp. 171–176 (in Russ.).
2. Gorelov V.A. Simulation of a 848 wheeled vehicle in the software package for automated analysis of a dynamic body system. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Miroshnichenko A.V. Prom-Inzhiniring: trudy mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii. Chelyabinsk: Izdatel'skij centr YUUrGU, 2015, pp. 221–225 (in Russ.).
3. UM Tracked Vehicle [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://www.umlab.ru/plugins/catalogue/index.php?id=5>. (accessed 30.03.2018).
4. [Toolkit: TrackLM] Low-mobility Tracked Vehicle [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://support.recurdyn.com/toolkit-low-mobility-tracked-vehicle/?ckaattempt=1> (accessed 30.03.2018).
5. Adams Tracked Vehicle (ATV) Toolkit [Elektronnyj resurs]. – URL: <https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8015437&actp=RSS>. (accessed 30.03.2018).
6. EULER – programmnyj kompleks avtomatizirovanogo dinamicheskogo analiza mnogo-komponentnyh mekhanicheskikh sistem [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://www.euler.ru/index.php/download>. (accessed 30.03.2018).
7. Vdovin D.S., Chichekin I.V., Levenkov YA.YU. Automation of problems of finite element models of bearing systems of wheeled vehicles with the use of the method of inertial unloading and the solid-state dynamic model of a car. Trudy NAMI. 2018. No 1(272), pp. 36–50 (in Russ.).
8. Pokrovskij A.M., Dubin D.A. Analysis of crack resistance of torsion shafts of a tracked machine under operational loads. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. 2018. No 1(694), pp. 37–44 (in Russ.).
9. Pokrovskij A.M., Dubin D.A. Selection of calibration functions for modeling the growth of fatigue cracks in torsion shafts. V sbornike: Mekhanika i matematicheskoe modelirovanie v tekhnike Sbornik trudov. 2017, pp. 332–336 (in Russ.).
10. Vdovin D.S., Chichekin I.V., Pozdnyakov T.D. Virtual bench for determining the loads on the steering system of the car. Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii. 2017. No 8(68), pp. 3 (in Russ.).
11. Denis Vdovin, Ilia Chichekin Loads and stress analysis cycle automation in automotive suspension development process // Procedia Engineering, Volume 150, 2016, Pages 1276–1279.
12. Vdovin D.S., Prokopov V.S., Ryabov D.M. Designing an independent vehicle suspension guide using the topological optimization method. Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta “MAMI”, 2017, No 3 (33) (in Russ.).
13. Keller, A.V., Gorelov, V.A., Vdovin, D.S., Taranenko, P.A., Anchukov, V.V. Mathematical model of all-terrain truck Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015, Pages 1285–1296.
14. Vdovin D. S., Kotiev G. O. Topological optimization of the lever of the suspension of the truck. Zhurnal Traktory i Sel'hoztehnika 2014, No 3, pp. 20–23 (in Russ.).

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГИХ СВОЙСТВ ЭЛАСТИЧНЫХ КОЛЕС ТРАКТОРОВ

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE MAIN FACTORS ON THE CHARACTERISTICS OF THE ELASTIC PROPERTIES OF ELASTIC WHEELS OF TRACTORS

Д.И. ЗОЛОТАРЕВСКАЯ, д.т.н.

Российский государственный аграрный университет –
МСХА им. К.А. Тимирязева. Москва, Россия,
dina.zolotarevskaya@mail.ru

D.I. ZOLOTAREVSKAYA, DSc in Engineering

Russian State Agrarian University – K.A. Timiryazev
Moscow Agricultural Academy Moscow, Russia,
dina.zolotarevskaya@mail.ru

Работа посвящена теоретическому исследованию упругих свойств эластичных тракторных колес и анализу влияния на них давления воздуха в шинах и вертикальных нагрузок на оси колес. По разработанной компьютерной программе, позволяющей реализовать предложенный в этой работе метод расчета характеристик упругих свойств тракторных колес с пневматическими шинами, проведены однофакторные и полные факторные компьютерные эксперименты двух типов. В компьютерных экспериментах первого типа исследовали зависимости коэффициентов упругости ряда эластичных колес при работе на практически недеформируемом основании тракторов МТЗ–82 и МТЗ–142 от давления воздуха в шинах при различных значениях вертикальных динамических нагрузок на оси соответствующих колес тракторов. В компьютерных экспериментах второго типа исследовали зависимости коэффициентов упругости и нормального прогиба колес с шинами различных типоразмеров от давления воздуха в шинах при постоянных значениях вертикальных динамических нагрузок на оси колес. В компьютерных экспериментах обоих типов отклонения найденных расчетным путем характеристик упругих свойств эластичных колес находятся в пределах точности измерений экспериментальных данных. По результатам компьютерных экспериментов первого типа получены уравнения регрессии, отражающие зависимости коэффициентов упругости исследованных эластичных колес от давления воздуха в шине при различных значениях вертикальных динамических нагрузок на оси колес. По результатам компьютерных экспериментов второго типа получены уравнения регрессии коэффициентов упругости и нормального прогиба колес с шинами различных типоразмеров от давления воздуха в шинах при постоянных значениях вертикальных динамических нагрузок на оси колес. Высокие значения корреляционных отношений для этих уравнений регрессии свидетельствуют о высокой значимости связей в найденных корреляционных зависимостях. Применение предложенного метода расчета позволяет упростить и сократить работу по выбору шин оптимальных типоразмеров к различным тракторам с учетом конкретных условий их эксплуатации. Расчетным путем установлено, что на задней оси трактора МТЗ-82 оптимальными являются колеса с шинами 18.4R38.

Ключевые слова: эластичное колесо, коэффициент упругости, давление воздуха в шине, нормальный прогиб шины, математическое моделирование.

The work is devoted to the theoretical study of the elastic properties of tractor wheels and the analysis of the effect of air pressure in the tires and vertical loads on the wheel axles. According to the developed computer program, which allows to implement the method of calculating the characteristics of the elastic properties of tractor wheels with pneumatic tires proposed in this work, one-factor and complete factor computer experiments of two types were carried out. In computer experiments of the first type, the dependences of the elasticity coefficients of a number of elastic wheels were investigated when operating on the practically non-deformable basis of tractors MTZ-82 and MTZ-142 from the air pressure in the tires at different values of the vertical dynamic loads on the axes of the corresponding wheels of tractors. In computer experiments of the second type, the dependences of the elasticity coefficients and the normal deflection of the wheels with tires of different sizes from the air pressure in the tires at constant values of the vertical dynamic loads on the wheel axles were investigated. In computer experiments of both types, the deviations of the elastic properties of elastic wheels found by calculation are within the limits of the accuracy of measurements of the experimental data. Based on the results of computer experiments of the first type, regression equations were obtained reflecting the dependence of the elasticity coefficients of the elastic wheels studied on the air pressure in the tire for various values of the vertical dynamic loads on the wheel axes. According to the results of computer experiments of the second type, equations of regression of the coefficients of elasticity and normal deflection of wheels with tires of different sizes from air pressure in tires at constant values of vertical dynamic loads on the wheel axle are obtained. The high correlation values for these regression equations indicate the high importance of the relationships in the found correlation dependencies. The application of the proposed calculation method makes it possible to simplify and shorten the work on the choice of tires of optimum sizes to different tractors, taking into account the specific conditions of their operation. It was calculated that wheels with tires 18.4R38 are optimal on the rear axle of the MTZ-82 tractor.

Keywords: elastic wheel, coefficient of elasticity, air pressure in the tire, normal deflection of the tire, mathematical modeling.

Введение

Для сельскохозяйственного машиностроения весьма актуально решение проблем повышения тягово-сцепных свойств тракторов и другой мобильной сельскохозяйственной техники, увеличения плавности хода машин, оптимизации уплотнения деформируемых оснований (почв, грунтов и т. п.) в результате воздействия мобильных средств. Этому должны способствовать разработка и широкое практическое применение методов, позволяющих достаточно точно рассчитывать показатели исследуемых процессов. Необходимо располагать формулами и алгоритмами расчетов показателей взаимодействия колес, снабженных пневматическими шинами (эластичных колес) с деформируемыми и принимаемыми недеформируемыми (асфальт, бетон) основаниями. Выполнено большое число работ, посвященных исследованиям взаимодействия колес с пневматическими шинами с различными основаниями [1–4]. Однако в настоящее время теория качения эластичных колес разработана недостаточно.

Точность расчетных формул зависит прежде всего от выбора определяющих (исходных) уравнений, моделирующих закономерности деформирования контактирующих тел. Для практического применения этих формул нужно знать численные значения параметров определяющих уравнений. В работах [5–8] выявлены закономерности деформирования ряда тракторных и автомобильных колес с пневматическими шинами. Большое внимание уделено исследованию свойств эластичных колес, обладающих упругими свойствами. Предложены метод расчета характеристик упругих свойств эластичных тракторных колес и позволяющая реализовать этот метод компьютерная программа.

Цель исследования

Цели данной работы состояли в следующем. На основе применения предложенного в работе автора [8] метода расчета характеристик упругих свойств эластичных тракторных колес:

1) выявить влияние основных факторов (давления воздуха в шинах, вертикальной динамической нагрузки на оси колес) на величины коэффициентов упругости исследованных эластичных колес;

2) провести сопоставление между собой эластичных колес с шинами различных типо-

размеров по их коэффициентам упругости и нормальному прогибу, оказывающим значительное влияние на уплотняющее воздействие тракторов на почву, тяговые свойства и плавность хода тракторов.

Методы и результаты

Выявление расчетным путем влияния типоразмеров шин эластичных тракторных колес, давления воздуха в шинах, вертикальных нагрузок на оси колес на характеристики их упругих свойств представляет собой научную новизну данной работы. В работах [5, 8] описаны экспериментальные исследования, проведенные с целью выявления закономерностей деформирования эластичных колес трактора МТЗ–142 с шинами 11.2R20 (передние колеса) и 16.9R38 (задние колеса).

Эксперименты выполнены в эллинге кафедры тракторов, автомобилей и ЭМТП Московской сельскохозяйственной академии им. К.А. Тимирязева (В настоящее время Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева). Опыты описаны в работах [5, 8]. В опытах измеряли нормальные напряжения в продольных плоскостях симметрии колес, распределенные вдоль линий контакта колес при их качении по практически недеформируемому основанию (бетон, на который был насыпан сухой песок слоем 0,5 см).

В опытах изменяли давление воздуха в шинах передних и задних колес (p_{w1} и p_{w2}) и вертикальные динамические нагрузки на их оси (G_{01} и G_{02}). Нормальные контактные напряжения измеряли тензометрическими датчиками давления мембранного типа. Экспериментальные данные обработаны статистически.

Исследования показывают, что область контакта колеса и основания приближенно может быть представлена эллипсом с полуосями a_k и b_k , где a_k – длина линии контакта колеса и основания в центральном продольном сечении колеса, называемая длиной пятна контакта, b_k – длина линии контакта колеса и основания в центральном поперечном сечении колеса, называемая шириной пятна контакта [2].

По экспериментальным данным построены эпюры $\sigma(d)$ и кривые $\sigma(h)$, где $d = R \sin \Psi$, R – половина наружного диаметра шины, $\Psi \in [0, \Psi_b]$ – текущий угол контакта колеса и основания, Ψ_b – половина полного угла контакта колеса и основания, $h = R(\cos \Psi - \cos \Psi_b)$.

В работах [5, 8] представлены некоторые из типичных экспериментальных эпюр напряжений $\sigma(d)$, полученные при качении по практически недеформируемому основанию колес с шинами 11.2R20 и 16.9R38. При высоких значениях давления воздуха в шинах эпюры $\sigma(d)$ представляют собой кривые, симметричные относительно вертикальной оси, проходящей через середину линии контакта колеса и основания; эти эпюры имеют один максимум, находящийся на указанной вертикальной оси. При низких значениях p_w эпюры $\sigma(d)$ имеют седлообразную форму; это показывает, что при уменьшении p_w грузоподъемность шины снижается.

Симметричность эпюр $\sigma(d)$ относительно вертикальной оси, проходящей через середину линии контакта, свидетельствует о том, что исследованные эластичные колеса с шинами 11.2R20 и 16.9R38 в рассмотренных интервалах изменения нормальных контактных напряжений при качении деформируются как практически упругие.

В работах [5, 8] приведены построенные по экспериментальным данным кривые $\sigma(h)$. У этих кривых ветви нагрузки и разгрузки практически совпадают.

Зависимости $\sigma(h)$ при $\sigma < (0,8-0,9)$ МПа близки к линейным. У колеса с шиной 11.2R20 при p_w , равном 0,17–0,26 МПа, линейность свойств сохраняется до $\sigma = (1,4-1,6)$ МПа. Для линейно упругого эластичного колеса

$$\sigma = E_k h, \quad (1)$$

где E_k – коэффициент упругости эластичного колеса.

При работе тракторов на почве напряжения $\sigma < 0,3$ МПа в результате увеличения площади контакта шины и основания, эластичные колеса с шинами 11.2R20 и 16.9R38 деформируются как линейно упругие при всех допустимых значениях G_{0i} и p_{wi} ($i = 1$ для оси переднего колеса трактора и $i = 2$ для оси его заднего колеса).

Нелинейные зависимости $\sigma(h)$ приближенно могут быть заменены линейными.

В результате проведенного исследования [8] выявили, что тракторные колеса с пневматическими шинами, соответствующими ГОСТ 7463-80, ГОСТ 7463-89, при качении по почве деформируются как практически линейно упругие при всех допустимых значениях вертикальных динамических нагрузок на их

оси и внутреннего давления воздуха в шинах. Это же относится и к тракторным колесам с пневматическими шинами, соответствующим ГОСТ 7463-2003. Закономерность деформирования этих колес при радиальном нагружении с большой степенью точности моделируется уравнением (1).

Разработан расчетный метод определения коэффициентов упругости $E_{k\sigma}$ эластичных тракторных колес [7, 8]. Предложена позволяющая реализовать этот метод компьютерная программа Modul E.

Для нахождения E_k этим методом должны быть заданы: наружный D , м, и посадочный d_1 , м, диаметры шины; ширина профиля шины $B_{ш}$, м; коэффициент насыщенности рисунка протектора v ; вертикальная нагрузка на ось колеса G_0 , кН; давление воздуха в шине p_w , кПа; норма слойности шины n ; допустимый статический прогиб шины $[f]$, м; коэффициенты p_0 , кПа; c_1 , м²/кН и c_2 , 1/м, предложенные В.Л. Бидерманом [10], характеризующие упругие свойства эластичного колеса. Коэффициенты p_0 , c_1 и c_2 находят расчетным путем по заданному нагрузочному ряду и допустимому статическому прогибу шины $[f]$ [2].

Коэффициенты p_0 , c_1 и c_2 и другие параметры исследованных в данной работе шин приведены в работе [8].

Расчеты для нахождения E_k выполняют следующим методом. Последовательно вычисляем: 1) нормальный прогиб шины f_k ; 2) параметры шины: радиус кривизны протектора шины в поперечном сечении $R_{кр}$, величину x , 3) ширину пятна контакта шины с жестким основанием b_k , 4) длину пятна контакта шины с жестким основанием a_k , 5) половину угла контакта колеса и основания ϕ_b , 6) коэффициент γ неравномерности распределения напряжений по ширине колеса, 7) коэффициент упругости эластичного колеса $E_{k\sigma}$.

Формулы для вычисления f_k , $R_{кр}$, b_k , a_k даны в работе [2]. Формулы для вычисления ϕ_b , γ , $E_{k\sigma}$ получены в работе [8].

В работе [7] приведены расчетные значения $E_{k\sigma}$, найденные по компьютерной программе Modul E для колес с шинами 11.2R20 и 16.9R38 при различных значениях давления воздуха в шинах и вертикальных нагрузок на ось колес. Так, для колеса с шиной 11.2R20 при $G_{01} = 8$ кН и $p_{w1} = 180$ кПа экспериментальное значение коэффициента упругости $E_{k\sigma} = 72,3$ МН/м², а соответствующее расчетное

значение, полученное в результате расчетов по программе Modul, $E_k = 65,6 \text{ МН/м}^3$. Отклонения расчетных E_k значений от экспериментальных $E_{кэ}$ значений коэффициента упругости составляют 9,6 %. Средние относительные отклонения величин $E_{кр}$ от соответствующих значений коэффициентов упругости шин $E_{кэ}$, найденных путем обработки экспериментальных эпюр напряжений $\sigma(\Psi)$ для колес с шинами 11.2R20 и 16.9R38, соответственно, равны 9,12 и 3,87 %, стандартные отклонения $\sigma(E_k)$ для этих колес – 4,52 и 2,91 %. Расхождения находятся в пределах точности измерений экспериментальных данных. Это показывает, что разработанный метод расчета и компьютерная программа Modul E могут применяться для расчетного определения коэффициентов упругости колес с пневматическими шинами, соответствующих ГОСТ 7463-80, ГОСТ 7463-89, ГОСТ 7463-2003.

В данной работе по разработанной компьютерной программе Modul E проведены однофакторные и полные факторные компьютерные эксперименты, в которых исследовали зависимости коэффициентов упругости E_{ki} ряда колес с пневматическими шинами от давления воздуха в шинах p_{wi} при различных значениях вертикальных нагрузок G_{0i} на соответствующие оси колес, а также от давления воздуха в шинах p_{wi} и от различных значений вертикальных нагрузок G_{0i} на соответствующие оси колес. Результаты выполненных расчетов использовали для построения графиков, характеризующих зависимости коэффициентов упругости исследованных эластичных колес от p_{wi} и G_{0i} . Для построения графиков применены компьютерные программы SGWIN. EXE и программы, составленные в комплексной компьютерной программе MATLAB. По программе SGWIN. EXE найдены при различных G_{0i} уравнения регрессии, отражающие зависимости коэффициентов упругости E_k исследованных эластичных колес от давления воздуха в шине. Уравнения регрессии отыскивали в виде: $y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3$. В расчетах четвертое слагаемое во всех найденных уравнениях регрессии получено близким к нулю: найденные зависимости $y(x)$ близки к квадратичным. Корреляционные отношения для найденных уравнений регрессии не менее 0,99. Это показывает, что найденные зависимости близки к функциональным. Например, для колеса с шиной 16.9R38 при $G_{02} = 11,65 \text{ кН}$

уравнение регрессии $E_{k2}(p_{w2})$ имеет вид $y = 8,809 + 0,189x + 0,0013x^2$ (обозначения: $y = E_{k2}$, $x = p_{w2}$). По программе, составленной в MATLAB, построили соответствующие найденным уравнениям регрессии графики. Таким образом, построенные графики характеризуют корреляционные зависимости $E_{k2}(p_{w2})$.

На рис. 1, 2 и 3 представлены графики, характеризующие зависимости коэффициентов упругости E_{ki} колес, соответственно, с шинами 11.2R20, 16.9R38 и 13.6R38 от давления воздуха в шине, изменяющегося в интервале $p_{wi} \in [90-210] \text{ кПа}$ при различных значениях вертикальных нагрузок G_{0i} на оси колес.

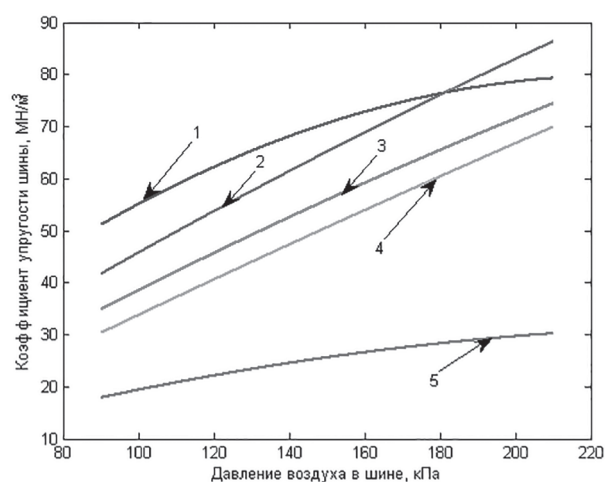


Рис. 1. Корреляционные зависимости коэффициентов упругости эластичного колеса с шиной 11.2R20 от давления воздуха в шине при различных значениях вертикальных нагрузок на ось колеса: 1, 2, 3, 4, 5 – при $G_{01} = 4; 6; 8; 10; 14 \text{ кН}$

Расчетным путем выявили, что для исследованных эластичных колес коэффициент упругости E_{ki} при увеличении давления воздуха в шинах $p_{wi} \in [90-210] \text{ кПа}$ возрастает, а при увеличении G_{0i} уменьшается. Так, получили, что у колеса с шиной 13.6R38 при $G_{02} = 6,08 \text{ кН}$ и возрастании давления воздуха в шине от 100 до 180 кПа коэффициент E_{k2} возрастает в среднем на 39,1 % (от 46 до 64 МН/м³).

Провели расчеты, представляющие собой опыты в трех сериях полного факторного компьютерного эксперимента типа $N = 2^2$, где N – число опытов в серии, число 2, стоящее в основании степени выражения из правой части этой формулы – число влияющих факторов, а показатель степени 2 – число уровней варьирования факторов [11]. В одной из серий полного

факторного компьютерного эксперимента типа $N = 2^2$ исследовали влияние на коэффициент упругости E_{k2} эластичного колеса с шиной 13.6R38 изменения давления воздуха в шине и вертикальной нагрузки на ось колеса при совместном изменении этих факторов. Для каждого влияющего фактора выбрали основной уровень и по два равно от него отстоящих – нижний и верхний, которые соответственно равны: для $G_{02} = 8,44$ и $17,06$ кН, для $p_{w2} = 90$ и 180 кПа.

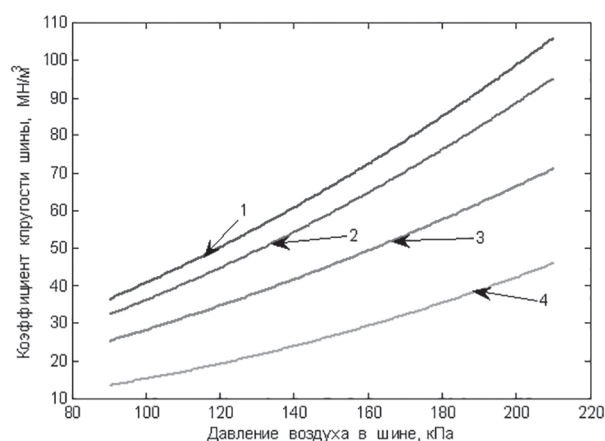


Рис. 2. Корреляционные зависимости коэффициентов упругости эластичного колеса с шиной 16.9R38 от давления воздуха в шине при различных значениях вертикальных нагрузок на ось колеса:
1, 2, 3, 4 – при $G_{02} = 11,65; 13,58; 17,44; 20,03$ кН

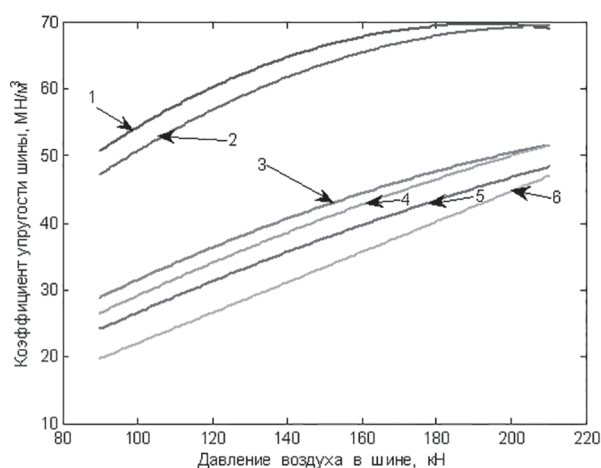


Рис. 3. Корреляционные зависимости коэффициентов упругости эластичного колеса с шиной 13.6R38 от давления воздуха в шине при различных значениях вертикальных нагрузок на ось колеса:
1, 2, 3, 4, 5, 6 – при $G_{02} = 4,35; 6,08; 11,441; 13,441; 15,441; 17,05$ кН

Уравнение регрессии отыскивали в следующем виде:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_1x_2. \quad (2)$$

В результате расчетов по компьютерной программе SGWIN.EXE для колеса с шиной 13.6R38 получили выраженное в натуральных значениях переменных следующее уравнение регрессии:

$$y = 2,897 - 1,072x_1 + 0,262x_2 - 0,0028x_1x_2. \quad (3)$$

Коэффициент множественной корреляции в уравнении (3) равен 0,9970, что свидетельствует о большой точности результатов расчетов по этому уравнению.

На рис. 4 представлена соответствующая уравнению (3) поверхность, характеризующая корреляционную зависимость коэффициента упругости эластичного колеса с шиной 13.6R38 от давления воздуха в шине и вертикальной нагрузки на ось колеса при совместном изменении этих влияющих факторов. Рис. 4 построен по компьютерной программе, составленной в MATLAB.

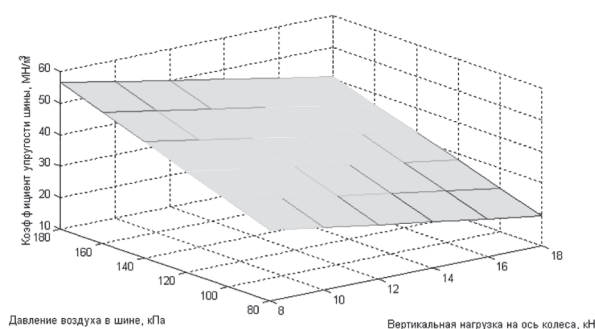


Рис. 4. Корреляционная зависимость коэффициента упругости колеса с шиной 13.6R38 от давления воздуха в шине и вертикальной нагрузки на ось колеса при совместном изменении этих факторов

Полные факторные компьютерные эксперименты, как и однофакторные, показали, что для исследованных эластичных колес коэффициент упругости E_{ki} при увеличении давления воздуха в шинах $p_{wi} \in [90-210]$ кПа возрастает, а при увеличении G_{0i} уменьшается. Для колеса с шиной 13.6R38 это видно из уравнения регрессии (3) и рис. 4. Совместное изменение влияющих факторов приводит к некоторому снижению коэффициента E_{ki} .

При работе тракторов на почве показатели взаимодействия тракторов с почвой (уплотняющее воздействие трактора на почву, его тяго-

вые свойства, плавность хода) в значительной мере зависят от того, какими шинами укомплектован данный трактор. Эти показатели зависят от коэффициентов упругости эластичных колес, которые стоят на тракторе. Весьма важно располагать методом расчета, позволяющим найти и сравнить между собой коэффициенты упругости различных эластичных колес при различных вертикальных нагрузках на оси колес и значений давления воздуха в шинах. Разработанный нами метод расчета позволяет выполнить такое сравнение.

Одним из способов снижения потерь энергии при работе трактора является более точный подбор шин и выбор оптимальных режимов и условий их эксплуатации. Шины оптимальных типоразмеров к трактору данной марки обеспечивают при работе МТА с заданной скоростью наименьшее уплотнение почвы и наилучшие тяговые свойства. В настоящее время выбор шин оптимальных типоразмеров с учетом агротехнических требований к плотности почвы на различной глубине выполняют только по результатам экспериментов. Для рационального решения стоящих при выполнении технологических операций в сельскохозяйственном производстве вопросов важно располагать расчетными методами выбора шин оптимальных типоразмеров.

В данной работе провели компьютерные эксперименты, в которых нашли коэффициенты упругости ряда эластичных колес с шинами различных типоразмеров в зависимости от давления воздуха в шинах p_{wi} при постоянной вертикальной нагрузке на оси колес $G_{0i} = 11,65$ кН. Давление воздуха в шинах изменяли в интервале $p_{wi} \in [90 - 210]$ кПа.

Коэффициенты упругости E_{ki} исследованных эластичных колес нашли по компьютерной программе Modul E. Уравнения регрессии $E_{ki}(p_{wi})$ для этих колес при $G_{0i} = 11,65$ кН получили по компьютерной программе SGWIN.EXE. Эти уравнения регрессии с большой степенью точности можно принять квадратичными. Так, для колеса с шиной 18.4R38 соответствующее уравнение регрессии имеет вид: $y = -2,14 + 0,441x - 0,00189x^2$, а для колеса с шиной 11.2R42 имеем уравнение регрессии: $y = -17,6 + 0,792x - 0,0023 x^2$. (Обозначения x и y в этих уравнениях те же, что и в уравнениях (2) и (3).) По программе, составленной в MATLAB, построили соответствующие найденным уравнениям регрессии графики.

На рис. 5 представлены графики, характеризующие корреляционные зависимости $E_{k2}(p_{w2})$ от давления воздуха в шинах при $G_{02} = 11,65$ кН для эластичных колес с шинами 13.6R38, 15.5R38, 16.9R38, 18.4R38, 11.2R42. Из рис. 5 видно, что наименьшие значения коэффициента упругости имеют колеса с шинами 18.4R38, а наибольшие – с шинами 11.2R42.

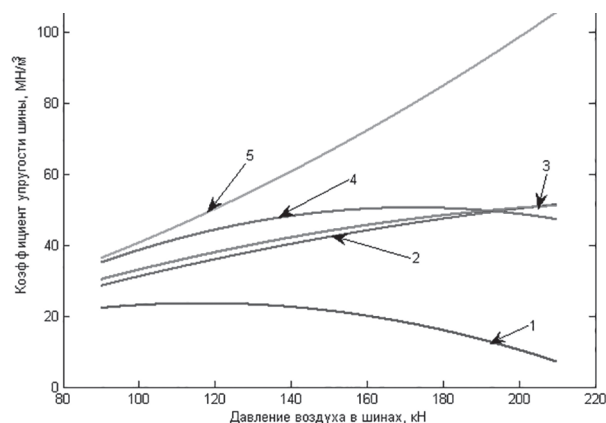


Рис. 5. Корреляционные зависимости коэффициентов упругости эластичных колес с шинами различных типоразмеров от давления воздуха в шинах при постоянной вертикальной нагрузке $G_{02} = 11,65$ кН:

1, 2, 3, 4, 5 – для колес с шинами 18.4R38; 13.6R38; 15.5R38; 16.9R38; 11.2R42

Расчеты, выполненные в работе [8], показали, что значения коэффициентов упругости, найденные при определенных G_{0i} и p_{wi} , а также конструкционные параметры колеса с пневматической шиной оказывают существенное влияние на уплотнение почвы при проходе этого колеса. В работе [8] получено, что наименьшее уплотнение почвы при проходе трактора МТЗ–82 возникает, если на задней оси этого трактора установлены колеса с шинами 18.4R38. Наибольшее уплотнение почвы – при проходе трактора МТЗ–82, если на задней оси этого трактора установлены колеса с шинами 11.2R42.

Желательно комплектовать трактор колесами с шинами оптимальных типоразмеров и имеющими оптимальное значение коэффициента упругости. В связи с этим важно располагать расчетным методом нахождения коэффициентов упругости эластичных колес различных типоразмеров и применять его на практике для выбора шин оптимальных типоразмеров при соответствующих значениях влияющих факторов.

Важным показателем, характеризующим упругие свойства эластичных колес, является нормальный прогиб шин. Нормальный прогиб шины влияет также на плавность хода трактора. Нормальный прогиб шины зависит от типоразмера шины, давления воздуха в шине, вертикальной нагрузки на ее ось.

В данной работе провели компьютерные эксперименты, в которых выявили зависимости нормального прогиба эластичных тракторных колес с шинами различных типоразмеров от давления воздуха в шине при постоянной вертикальной нагрузке на оси колес. Нормальный прогиб шин f_k нашли по компьютерной программе Modul E. Уравнения регрессии $f_{ki}(p_{wi})$ для этих колес при $G_{0i} = 11,65$ кН получили по компьютерной программе SGWIN.EXE. Найденные и уравнения регрессии описываются кубическими уравнениями. Так, для колеса с шиной 16.9R38 соответствующее уравнение регрессии имеет вид: $y = 7,56 - 52,00x + 203,07x^2 - 313,13x^3$, а для колеса с шиной 11.2R42 имеем уравнение регрессии: $y = 9,60 - 81,46x + 390,38x^2 - 670,74x^3$. (Обозначения: $y = f_k$, $x = p_{w2}$.) По программе, составленной в MATLAB, построили соответствующие найденным уравнениям регрессии графики.

На рис. 6 представлены графики, характеризующие корреляционные зависимости $f_{k2}(p_{w2})$ при $G_{02} = 11,65$ кН для эластичных колес с шинами 13.6R38, 15.5R38, 16.9R38, 18.4R38, 11.2R42. Из рис. 6 видно, что наименьшие значения нормального прогиба имеют колеса с шинами 16.9R38, а наибольшие – с шинами 11.2R42. Замена шины 11.2R42 на шину 16.9R38 при $G_{02} = 11,65$ кН и $p_{w2} = 0,1$ МПа приводит к уменьшению нормального прогиба эластичного колеса на в среднем на 13 %. Использованный в данной работе метод расчета нормального прогиба шины и коэффициента упругости эластичного колеса может быть применен для шин других типоразмеров.

Выводы

Для рационального выбора шин к тракторам определенных марок необходимо разработать и широко применять на практике методы расчета показателей, характеризующих закономерности деформирования шин различных типоразмеров.

Эластичные колеса с шинами, соответствующими ГОСТ 7463-80, ГОСТ 7463-89, ГОСТ 7463-2003, при качении по почве деформируются как практически линейно упругие при

всех допустимых значениях давления воздуха в шинах и вертикальных нагрузок на оси колес. Их свойства с большой степенью точности моделируются уравнением (1).

Проведены однофакторные и полные факторные компьютерные эксперименты, в результате которых нашли корреляционные зависимости коэффициентов упругости исследованных эластичных колес от давления воздуха в шинах при различных значениях вертикальных нагрузок на ось колеса.

Компьютерные эксперименты выполнены на основе математического моделирования закономерностей деформирования эластичных тракторных колес, применения предложенного метода расчета исследуемых показателей и позволяющих реализовать этот метод разработанных нами компьютерных программ.

В результате проведения компьютерных экспериментов нашли корреляционные зависимости коэффициентов упругости исследованных эластичных колес, а также корреляционные зависимости нормального прогиба шин этих колес от давления воздуха в шинах при постоянной вертикальной нагрузке на оси колес. Найденные характеристики важны для выявления влияния исследованных показате-

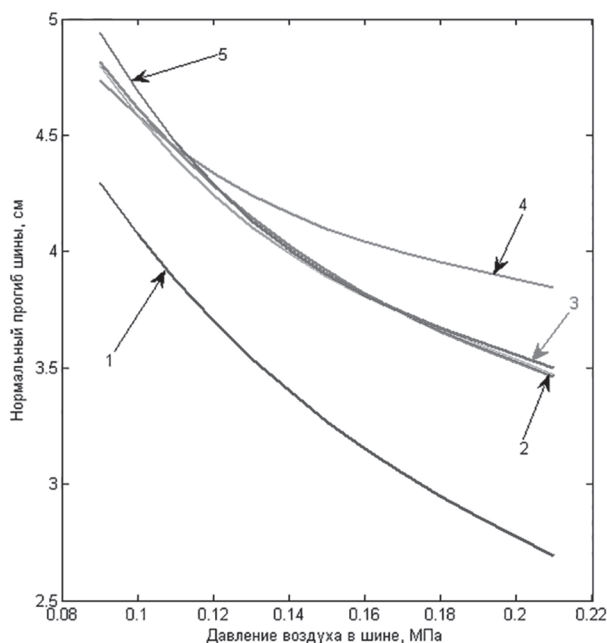


Рис. 6. Корреляционные зависимости нормального прогиба эластичных колес с шинами различных типоразмеров от давления воздуха в шинах при постоянной вертикальной нагрузке на оси колес $G_{02} = 11,65$ кН:
1, 2, 3, 4, 5 – для колес с шинами 16.9R38; 18.4R38; 13.6R38; 15.5R38; 11.2R42

лей на уплотнение почвы при работе тракторов, тяговые свойства и колебания тракторов.

Расчетным путем показано, что при увеличении давления воздуха в шине p_w коэффициент упругости эластичного колеса E_{ki} у колес с шинами 11.2R20, 16.9R38, 13.6R38, 15.5R38 возрастает; при увеличении вертикальной нагрузки на ось колеса G_{0i} коэффициент упругости эластичного колеса E_{ki} уменьшается. Нормальный прогиб шины f_{ki} уменьшается при увеличении p_{wi} .

Расчетным путем нашли, что для установки на заднюю ось трактора МТЗ–82 оптимальными являются колеса с шинами 18.4R38.

Необходимы дальнейшие исследования по разработке методов расчета закономерностей деформирования эластичных колес с шинами различных типоразмеров.

Литература

1. Тракторы. Теория / под ред. В.В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
2. Ксеневиц И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва – урожай. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.
3. Третьяков О.Б. Исследование взаимодействия протектора автомобильных шин с твердой опорной поверхностью: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1972. 19 с.
4. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. Минск: Наука и техника, 1982. 28 с.
5. Хабатов Р.Ш., Золотаревская Д.И., Матвеев В.В., Трушин В.Г., Трушин А.Г., Лядин В.П. Закономерности деформирования тракторных колес с пневматическими шинами // Изв. ТСХА. 1987. Вып. 3. С. 173–180.
6. Золотаревская Д.И. Математические модели деформирования эластичных колес // Техника в сельском хозяйстве. 1989. № 1. С. 45–49.
7. Золотаревская Д.И. Характеристики вязкоупругих и упругих свойств эластичных колес // Изв. ТСХА. 1989. Вып. 2. С. 142–151.
8. Золотаревская Д.И. Основы теории и методы расчета уплотняющего воздействия на почву колесных движителей мобильной сельскохозяйственной техники: дис. ... докт. техн. наук. М.: 1997. 432 с.
9. Кнороз В.И., Кленников В.И. Шины и колеса. М.: Машиностроение. 1975. 184 с.
10. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.В. и др. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация). М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
11. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 280 с.

References

1. Traktory. Teoriya [Tractors. Theory]. Pod red. V.V. Gus'kova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 376 p.
2. Ksenevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. Hodo-vaya sistema – pochva – urozhaj [Running system – soil – harvest]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 304 p.
3. Tret'yakov O. B. Issledovanie vzaimodejstviya protektora avtomobil'nyh shin s tverdoj opornoj poverhnost'yu: avtoref. dis. ...kand. tekhn. nauk. [Investigation of the interaction of the tread of automobile tires with a solid support surface: the author's abstract. dis. ... cand. tech. sciences.] Moscow: 1972. 19 p.
4. Skotnikov V.A., Ponomarev A.V., Klimanov A.V. Prohodimost' mashin [Passability of vehicles.]. Minsk: Nauka i tekhnika Publ., 1982. 28 p.
5. Habatov R.SH., Zolotarevskaya D.I., Matveev V.V., Trushin V.G., Trushin A.G. Lyadin V.P. The patterns of deformation of tractor wheels with pneumatic tires. Izv. TSKHA. 1987. Vyp. 3, pp. 173–180 (in Russ.).
6. Zolotarevskaya D.I. Mathematical models of deformation of elastic wheels. Tekhnika v sel'skom hozyajstve. 1989. No 1, pp. 45–49 (in Russ.).
7. Zolotarevskaya D.I. Characteristics of viscoelastic and elastic properties of elastic wheels. Izv. TSKHA. 1989. Vyp. 2, pp. 142–151 (in Russ.).
8. Zolotarevskaya D.I. Osnovy teorii i metody rascheta uplotnyayushchego vozdejstviya na pochvu kole-snyh dvizhitelej mobil'noj sel'skohozyajstvennoj tekhniki: dis... dokt. tekhn. nauk. [Fundamentals of the theory and methods for calculating the compaction effect on the soil of wheeled movers of mobile agricultural machinery: dis ... dr. tech. sciences.] Moscow: 1997. 432 p.
9. Knoroz V.I., Klennikov V.I. SHiny i kolesa [Tires and wheels]. Moscow: Mashinostroenie Publ.. 1975. 184 p.
10. Biderman V.L., Guslicer R.L., Zaharov S.V. i dr. Avtomobil'nye shiny (konstrukciya, raschet, ispytaniya, chkspluataciya) [Car tires (design, calculation, testing, operation)]. Moscow: Goskhimizdat Publ., 1963. 384 p.
11. Adler YU.P., Markova E.V., Granovskij YU.V. Planirovanie chksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij [Planning of an experiment when searching for optimal conditions]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 280 p.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ВЕРОЯТНОСТНОМ ХАРАКТЕРЕ НАГРУЗКИ МТА

THE METHODOLOGY FOR DETERMINING OF THE ENERGY COSTS FOR THE PROBABILISTIC NATURE OF THE LOAD OF A MACHINE-TRACTOR UNIT

Н.И. ДЖАББОРОВ¹; д.т.н.
В.С. ШКРАБАК², д.т.н.

¹ Федеральное Государственное бюджетное научное учреждение «Институт агроинженерных и экологических проблем сельскохозяйственного производства» (ИАЭП), Санкт-Петербург, Россия, nozimjon-59@mail.ru

² Санкт-Петербургский государственный аграрный университет (СПбГАУ), Санкт-Петербург, Россия, v.shkrabak@mail.ru

N.I. DZHABBOROV¹, DSc in Engineering
V.S. SHKRABAK², DSc in Engineering

¹ Federal State Budget Scientific Institution «Institute of Agroengineering and Ecological Problems of Agricultural Production» (IAEP), St. Petersburg, Russia, nozimjon-59@mail.ru

² Saint Petersburg State Agrarian University (St. Petersburg State Agricultural University), St. Petersburg, Russia, v.shkrabak@mail.ru

Случайный характер нагрузки служит основной причиной ухудшения энергетических параметров и технико-экономических показателей машинно-тракторных агрегатов (МТА). Колебания нагрузки приводит к увеличению затрат энергии на технологические процессы. Прямые топливно-энергетические затраты должны быть определены и спрогнозированы с высокой степенью достоверности с учетом специфики работы МТА и динамики выполнения ими технологических процессов. Определение и оптимизация энергетических затрат МТА обеспечит повышение эффективности выполняемых технологических процессов и технологий возделывания сельскохозяйственных культур в растениеводстве. Предметом исследования является разработка математических моделей для определения и оптимизации прямых энергетических затрат МТА, оснащенных перспективными тракторными газотурбинными двигателями (ГТД). Целью исследований является разработка методики определения прямых топливно-энергетических затрат МТА с учетом вероятностного характера нагрузки. Новизна исследований заключается в разработанных математических моделях и алгоритме расчета, а также оптимизации прямых топливно-энергетических затрат МТА с ГТД. Предложенная методика разработана на основе системного подхода, обобщения и анализа экспериментальных данных, математического моделирования процессов. Экспериментальные исследования проведены на лабораторных установках и в полевых условиях с использованием современных средств измерений и регистрации опытных данных. Предложенная методика позволяет с вероятностью 0,90–0,95 прогнозировать оптимальные значения прямых топливно-энергетических затрат МТА с ГТД. В качестве примера в статье приведены примеры расчета и оптимизации прямых топливно-энергетических затрат пахотного агрегата, состоящего из трактора «Кировец» с газотурбинным двигателем ГТД-350Т и плуга ПНИ-8/9-40, при различных уровнях реализации частоты вращения турбокомпрессора. Установлено, что при 100%-м уровне реализации частоты вращения турбокомпрессора и колебаниях коэффициента вариации нагрузки от 0 до 0,333, оптимальные значения прямых топливно-энергетических затрат пахотного агрегата увеличиваются от 543,0 до 723,12 МДж/га. Такая же тенденция увеличения прямых топливно-энергетических затрат МТА наблюдается и на других уровнях реализации частоты вращения турбокомпрессора ГТД. Следует отметить, что с уменьшением уровня реализации частоты вращения турбокомпрессора ГТД прямые топливно-энергетические затраты увеличиваются. Предложенная методика позволяет определить и оптимизировать значения прямых топливно-энергетических затрат МТА с ГТД с учетом вероятностного характера нагрузки в конкретных условиях их эксплуатации.

Ключевые слова: прямые топливно-энергетические затраты, машинно-тракторный агрегат, газотурбинный двигатель, мера рассеяния нагрузки, оптимальные параметры.

The random nature of the load is the main cause of deterioration of energy parameters and technical and economic indicators of machine-tractor units (MTU). Oscillations of the load lead to an increase in energy costs for technological processes. Direct fuel and energy costs should be determined and predicted with a high degree of reliability, taking into account the specifics of the work of the MTU and the dynamics of its performance of technological processes. The identification and optimization of energy costs of the MTU will ensure an increase in the efficiency of the technological processes and technologies of cultivation in crop production. The subject of the study is the development of mathematical models for determining and optimizing the direct energy costs of MTU equipped with advanced gas turbine engine (GTE) engines. The purpose of the research is to develop a methodology for determining the direct fuel and energy costs of MTU, taking into account the probabilistic nature of the load. The novelty of the research consists in the developed mathematical models and calculation algorithm, as well as optimization of the direct fuel and energy costs of MTU with GTE. The proposed methodology is developed on the basis of a systematic approach, generalization, and analysis of experimental data, mathematical modeling of processes. Experimental studies were

carried out in laboratory facilities and in the field using modern measuring instruments and recording experimental data. The proposed methodology allows, with a probability of 0,90–0,95, to predict the optimal values of the direct fuel and energy costs of the MTU with GTE. As an example, the article gives examples of calculation and optimization of direct fuel and energy costs of plowing unit consisting of a Kirovets tractor with a GTD-350T gas turbine engine and a PNI-8/9-40 plow at various levels of turbocharger speed. It is established that at the 100 % level of the turbo compressor speed and the variation of the load variation coefficient from 0 to 0,333, the optimal values of the direct fuel and energy costs of the plowing unit increase from 543,0 to 723,12 MJ/ha. The same trend of increasing the direct fuel and energy costs of MTU is also observed in other levels of implementation of the turbo GTE turbocharger speed. It should be noted that with a decrease in the level of implementation of the turbocharger GTE's speed, direct fuel, and energy costs are increasing. The proposed methodology allows to determine and optimize the values of direct fuel and energy costs of MTU with GTE taking into account the probabilistic nature of the load under the specific conditions of their operation.

Keywords: direct fuel and energy costs, machine and tractor unit, gas turbine engine, load dissipation measure, optimal parameters.

Введение

Разнообразные конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы являются основными причинами случайного характера нагрузки и других оценочных показателей машинно-тракторных агрегатов (МТА) при выполнении ими технологических процессов. К таким факторам относятся техническое состояние тракторов и сельскохозяйственных машин, ширина захвата отдельно взятого рабочего органа и в целом агрегата, глубина обработки, рельеф местности, профиль поверхности поля, каменистость, физико-механические характеристики почвы и т.д.

Исследования показывают, что случайный характер нагрузки служит основной причиной ухудшения эксплуатационных показателей МТА. Колебания нагрузки в достаточно широких пределах способствуют затратам энергии на технологические процессы.

Широко используемые в настоящее время методы оценки производства сельскохозяйственной продукции по затратам труда и экономическим показателям в ряде случаев недостаточны, поскольку эти показатели имеют существенные колебания, определяемые политикой ценообразования, и не позволяют установить уровень необходимых затрат энергии на производство продуктов.

Сущность энергетического анализа технологических процессов и технологий возделывания сельскохозяйственных культур сводится к оценке затрат на производство продукции и количества заключенной в ней энергии, выраженных в сопоставимых единицах. При этом принимают во внимание теплосодержание использованных нефтепродуктов, энергозатраты на их производство, энергоемкость машин,

удобрений и энергосодержание сельскохозяйственной продукции в МДж или ккал/кг [1].

Энергетический анализ позволяет оценивать существующие и планируемые технологии, технологические процессы и операции, их перспективность с точки зрения энергоэффективности по сравнению с типовыми технологиями.

Анализ показывает, что существующие методики энергетической оценки технических средств не учитывают особенности работы ГТД в составе различных МТА.

В связи с этим возникла необходимость в разработке методики определения прямых топливно-энергетических затрат МТА с ГТД при вероятностных условиях их функционирования.

Следует отметить, что влияние случайного характера нагрузки на энергетические параметры и технико-экономические показатели МТА с различными типами двигателей рассматривались в трудах ученых В.Н. Болтинского, А.Б. Лурье, С.А. Иофинова, Л.Е. Агеева, В.С. Шкрабака, В.Г. Еникеева, А.В. Николаенко, Саакяна, Е.И. Давидсона, Н.И. Джабборова, А.П. Савельева и их последователей. Оценке эффективности применения тракторных газотурбинных двигателей (ГТД) на тракторах посвящены работы профессоров Н.С. Ждановского, А.В. Николаенко, В.С. Шкрабака, Л.Е. Агеева, А.В. Соминича, Н.И. Джабборова и других ученых [2–4].

Цель исследований

Целью исследования является разработка методики определения прямых топливно-энергетических затрат МТА, оснащенных тракторными газотурбинными двигателями, с учетом случайного (вероятностного) характера внешних воздействий.

Материалы и методы

Предложенная методика разработана на основе системного подхода, обобщения и анализа экспериментальных данных, математического моделирования процессов. Экспериментальные исследования проведены на лабораторных установках и в полевых условиях с использованием современных средств измерений и регистрации опытных данных.

Результаты и обсуждения

Как известно, одним из основных резервов экономии нефтепродуктов в различных отраслях сельскохозяйственного производства является эффективное использование техники.

В условиях дороговизны и дефицита энергетических ресурсов топливно-энергетический анализ стал одним из основных методов оценки технологий и использования техники в целом.

В качестве основного критерия оценки энергетической эффективности технологий производства сельскохозяйственной продукции предложен показатель – коэффициент энергетической эффективности [1]:

$$R = \Pi/E, \quad (1)$$

где Π – энергия, содержащаяся в конечном сельскохозяйственном продукте, МДж; E – энергия, затраченная на производство сельскохозяйственной продукции, МДж.

Полные энергетические затраты на производство сельскохозяйственной продукции можно определить по формуле [1]:

$$E = E_{\Pi} + E_o + (E_{\text{ж}} + E_{\text{т}} + E_{\text{м}} + E_{\text{с}})W_{\text{ч}}^{-1}, \quad (2)$$

где E_{Π} – прямые затраты энергии, выраженные расходом топлива, МДж/га; E_o – затраты энергии на производство удобрений, ядохимикатов, семян и других технологических материалов, МДж/га; $E_{\text{ж}}$ – энергетические затраты живого труда, МДж/ч; $E_{\text{т}}$, $E_{\text{м}}$, $E_{\text{с}}$ – энергоёмкость трактора, машины, сцепки на единицу сменного времени, МДж/ч; $W_{\text{ч}}$ – сменная производительность МТА, га/ч.

Результаты анализа составляющих энергетических затрат (2) и технологий возделывания сельскохозяйственных культур в различных почвенно-рельефных и климатических условиях свидетельствуют о том, что прямые топливно-энергетические затраты, выраженные расходом топлива, электроэнергии и тепла, составляют 20–25 %, а косвенные (энергоёмкость

тракторов, сельскохозяйственных машин, удобрений, ядохимикатов, живого труда и других технологических материалов) – 75–80 % от общих энергетических затрат на производство единицы производимой продукции.

Энергетические затраты E_o , $E_{\text{ж}}$, $E_{\text{т}}$, $E_{\text{м}}$, $E_{\text{с}}$ и E_{Π} составляющие выражения (2), кроме E_{Π} , тесно не связаны с эффективным и качественным функционированием МТА, расходом нефтепродуктов непосредственно при выполнении технологических процессов.

Методика определения прямых энергетических затрат, предложенная в работе [1], не учитывает специфики работы МТА и динамики выполнения ими технологических процессов и не всегда пригодна для прогнозирования количественных характеристик энергетических затрат с высокой степенью достоверности.

По разработанной нами методике МТА рассматривается в виде модели (рис. 1). В качестве аргумента x принят момент сопротивления на валу тяговой турбины ГТД $M_{\text{т}}$. Выходными параметрами Y (функции) являются эффективная мощность ГТД N_e , удельный эффективный расход топлива g_e и зависящие от них производительность МТА $W_{\text{ч}}$ и прямые топливно-энергетические затраты E_{Π} .

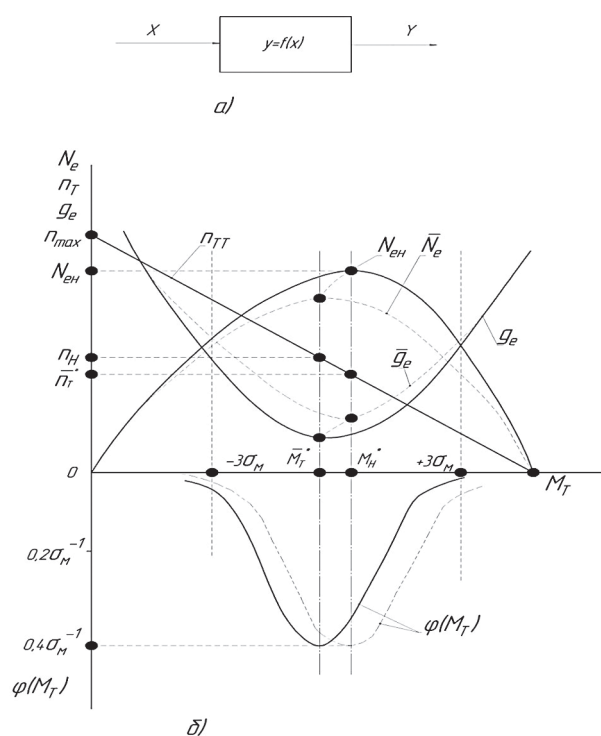


Рис. 1. Одномерная модель «вход – выход» (а) и схема (б) к определению вероятностных оценок энергетических параметров ГТД

В общем случае математические ожидания энергетических параметров ГТД при случайном аргументе M_T рассчитываются по формуле:

$$\bar{Y} = \int_{-\infty}^{\infty} Y \cdot \varphi(Y) \cdot dY = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \cdot \varphi(x) \cdot dx, \quad (3)$$

где $\varphi(Y) = \varphi(x) \cdot |dx/dY|$ – плотность распределения вероятностей случайной величины Y (или выходного параметра) ГТД; $\varphi(x)$ – плотность распределения случайной величины x (входного параметра).

С учетом выражений (2) и (3) прямые топливно-энергетические затраты МТА с ГТД определяются выражением:

$$E_{\Pi} = \frac{G_{\text{ч}} \cdot t_p \cdot (\alpha_T + f_T) + (G_x \cdot t_x + G_0 \cdot t_0) \cdot (\alpha_T + f_T)}{W_{\text{ч}}}, \quad (4)$$

где $G_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива ГТД на определенном рабочем режиме (табл. 1). Для установленного режима работы и уровня реализации частоты вращения вала тяговой турбины $\lambda_{\bar{n}_{\text{тк}}} = \bar{n}_T / n_{\text{тн}}$ значение часового расхода топлива ГТД остается постоянным, то есть $G_{\text{ч}} = \text{const}$ (табл. 1); G_x, G_0 – значения часового расхода топлива ГТД, соответственно, на поворотах и переездах и во время остановок МТА при работающем ГТД, кг/ч; $t_p = T_p / T_p = 1$; $t_x = T_x / T_p$; $t_0 = T_0 / T_p$ – коэффициенты; T_p, T_x, T_0 – соответственно, основное время работы, общее – на повороты и переезды и время остановки МТА с работающим двигателем; α_T –

энергосодержание топлива, применяемого для ГТД, МДж/кг; f_T – энергетический эквивалент топлива (т.е. затраты энергии на производство 1 кг топлива, МДж).

Производительность МТА $W_{\text{ч}}$ в час основного времени можно представить в виде:

$$W_{\text{ч}} = 0,36 \cdot \eta_T \cdot K_a^{-1} \cdot N_{\text{е}}, \quad (5)$$

где η_T – тяговый коэффициент полезного действия (КПД) трактора на рабочем режиме; K_a^{-1} – удельное сопротивление агрегата, кН/м; $N_{\text{е}}$ – эффективная мощность ГТД, кВт.

Среднее значение $\bar{N}_{\text{е}}$ эффективной мощности ГТД с учетом влияния коэффициента вариации нагрузки v_m определяется по формуле:

$$\bar{N}_{\text{е}} = c [A \cdot \bar{M}_T^2 (1 + v_m^2)], \quad (6)$$

где $c = 9554^{-1}$ – поправочный коэффициент; A, B – соответственно, постоянная величина и угловой коэффициент, определяемые по параметрам стендовой характеристики ГТД (табл. 1); M_T – момент на валу тяговой турбины ГТД, Н·м; v_m – коэффициент вариации нагрузки ГТД.

Выражение (4) можно представить в виде:

$$E_{\Pi} = E_{\Pi}^{\circ} + E_{\Pi}^A, \quad (7)$$

где $E_{\Pi}^{\circ} = [G_{\text{ч}} \cdot t_p \cdot (\alpha_T + f_T)] / W_{\text{ч}}$ – основные прямые топливно-энергетические затраты, то есть затраты энергии на установившемся нагрузочном (или рабочем) режиме ДПМ (после затухания переходных процессов) МТА при вы-

Таблица 1

Основные энергетические параметры, установленные по типовым характеристикам ГТД-350Т

$\lambda_{\bar{n}_T}$	μ	$A, \text{мин}^{-1}$	$B, \text{мин}^{-1}/\text{Нм}$	$G_{\text{ч}}, \text{кг/ч}$	$N_{\text{ен}}, \text{кВт}$
1,0	2,040	10820	–11,79	94	260
0,95	2,045	10285	–12,24	84	226
0,90	2,050	9530	–12,18	76	195
0,85	2,055	8920	–12,31	68	169
0,80	2,060	8220	–12,35	60	143
0,75	2,065	6980	–12,84	47	99
0,70	2,070	6270	–12,98	40	79
0,60	2,075	4930	–14,39	27	44

Примечание

$\lambda_{\bar{n}_{\text{тк}}} = \bar{n}_T / n_{\text{тн}}$ – уровень реализации частоты вращения вала тяговой турбины; $\bar{n}_T, n_{\text{тн}}$ – соответственно, текущее и номинальное значения частоты вращения тяговой турбины, мин^{-1} ; $\mu = M_{\text{max}} / M_{\text{н}}$ – кратность моментов, или коэффициент приспособляемости ГТД; $M_{\text{max}}, M_{\text{н}}$ – соответственно, максимальное и номинальное значения крутящего момента на валу тяговой турбины, Нм; $A = n_{\text{max}}$ – постоянная величина, равная максимальной частоте вращения вала тяговой турбины, мин^{-1} ; $B = -(n_{\text{max}} - n_{\text{min}})(\mu M_{\text{н}})^{-1}$ – угловой коэффициент, $\text{мин}^{-1}/\text{Нм}$; n_{min} – минимальное значение частоты вращения тяговой турбины, мин^{-1} ; G_T – часовой расход топлива ГТД, кг/ч; $N_{\text{ен}}$ – номинальная мощность ГТД, кВт.

полнении технологического процесса, МДж/га;
 $E_{\Pi}^{\Delta} = [(G_x \cdot t_x + G_0 \cdot t_0) \cdot (\alpha_T + f_T)] / W_{\Pi}$ – дополнительные прямые топливно-энергетические затраты, то есть затраты энергии при работе ГТД без нагрузки (на остановках) и с неполной нагрузкой (на поворотах и переездах), МДж/га.

Анализ показывает, что в зависимости от видов технологических операций и процессов значения дополнительных прямых энергозатрат E_{Π}^{Δ} находятся в пределах 10–15 % от E_{Π}^O .

Существенную экономию прямых энергетических затрат E_{Π} можно достичь путем оптимизации E_{Π}^O , зависящей от эффективного использования МТА с ГТД при выполнении механизированных полевых работ.

С учетом выражений (4)–(7) основные прямые топливно-энергетические затраты E_{Π}^O равны:

$$E_{\Pi}^O = \frac{G_{\Pi}(\alpha_T + f_T)}{0,36 \cdot c \cdot \eta_T \cdot K_a^{-1} [A \cdot \bar{M}_T + B \cdot \bar{M}_T^2 (1 + v_m^2)]} \quad (8)$$

Используя выражения (7) и (8), можно прогнозировать значения прямых топливно-энергетических затрат с большой достоверностью, с учетом случайного характера внешней нагрузки на работу МТА с ГТД.

Оптимальное значение основных прямых топливно-энергетических затрат E_{Π}^{O*} определяется с учетом экстремальных значений эффективной мощности $\bar{N}_e^*$ ГТД и производи-

тельности $\bar{W}_{\Pi}^*$ МТА, соответствующие критериям:

- максимум КПД трактора на данном рабочем режиме, т.е. $\eta_T \rightarrow \max$;
- минимум прямых топливно-энергетических затрат, т.е. $E_{\Pi} \rightarrow \min$.

При этом экстремальное (оптимальное) значение эффективной мощности ГТД определяется по формуле:

$$\bar{N}_e^* = c[A \cdot \bar{M}_T^* + B \cdot \bar{M}_T^{*2} (1 + v_m^2)], \quad (9)$$

где $\bar{M}_T^* = -A / [2B(1 + v_m^2)]$ – экстремальное значение момента $\bar{M}_T^*$ на валу тяговой турбины ГТД, Н·м.

Экстремальное значение часовой производительности МТА $\bar{W}_{\Pi}^*$ (га/ч) можно представить в виде:

$$\bar{W}_{\Pi}^* = 0,36 \cdot \eta_T \cdot K_a^{-1} \cdot \bar{N}_e^* \quad (10)$$

С учетом выражений (4), (7), (9) и (10) оптимальное значение прямых топливно-энергетических затрат определяется по выражению:

$$E_{\Pi}^* = E_{\Pi}^{O*} + E_{\Pi}^{\Delta}; \quad (11)$$

$$E_{\Pi}^{O*} = \frac{G_{\Pi}(\alpha_T + f_T)}{0,36 \cdot c \cdot \eta_T \cdot K_a^{-1} [A \cdot \bar{M}_T^* + B \cdot \bar{M}_T^{*2} (1 + v_m^2)]} \quad (12)$$

В качестве примера в таблице 2 приведены расчетные оптимальные значения прямых топливно-энергетических затрат пахотного агрегата, состоящего из газотурбинного трактора

Таблица 2

Прямые топливно-энергетические затраты пахотного агрегата ГТТ «Кировец»+ПНИ-8/9-40
 ($\eta = 0,7$; $K_a = 6,0$ кН/м)

λ_{Π}	$\bar{N}_e^*$, кВт	G_{Π} , кг/ч	v_m , %	$\bar{W}_{\Pi}^*$, га/ч	E_{Π}^{Δ} , Дж/га	E_{Π}^{O*} , МДж/га	E_{Π}^* , МДж/га
1,0	260	94	0	10,92	74,72	468,27	543,0
	239,92		8,3	10,07	81,03	507,80	588,83
	222,65		16,7	9,35	87,27	546,91	634,18
	207,87		25,0	8,73	93,47	585,75	679,22
	194,92		33,3	8,20	99,51	623,61	723,12
0,9	195	76	0	8,19	99,63	504,81	604,44
	180,16		8,3	7,57	107,79	546,16	653,95
	167,19		16,7	7,02	116,24	588,95	705,19
	156,10		25,0	6,55	124,58	631,21	755,79
	146,37		33,3	6,15	132,68	672,26	804,94
0,8	143	60	0	6,0	136,0	544,0	680,0
	132,20		8,3	5,55	147,03	588,11	735,14
	122,68		16,7	5,15	158,45	633,77	792,22
	114,53		25,0	4,81	169,65	678,58	848,23
	107,40		33,3	4,51	180,93	723,73	904,66

ГТТ «Кировец» с газотурбинным двигателем ГТД-350Т, и плуга ПНИ-8/9-40.

Установлено, что при уровне реализации частоты вращения турбокомпрессора $\lambda_{\bar{n}_t} = 1,0$ (100 %) и колебания коэффициента вариации нагрузки от 0 до 0,333 оптимальные значения прямых топливно-энергетических затрат пахотного агрегата увеличиваются от 543,0 до 723,12 МДж/га. Такая же тенденция увеличения прямых топливно-энергетических затрат МТА наблюдается и на других уровнях реализации частоты вращения турбокомпрессора ГТД.

Следует отметить, что с уменьшением уровня реализации частоты вращения турбокомпрессора ГТД прямые топливно-энергетические затраты увеличиваются.

Например, при фиксированном значении коэффициента вариации нагрузки $v_m = 0,333$ значения прямых топливно-энергетических затрат пахотного агрегата увеличивается от 634,18 МДж/га (при $\lambda_{\bar{n}_t} = 1,0$) до 792,22 МДж/га (при $\lambda_{\bar{n}_t} = 0,8$).

Выводы

При энергетической оценке технологических процессов следует учесть случайный характер внешних воздействий, из-за которых постоянно возникают естественные отклонения энергетических параметров и технико-экономических показателей МТА от их базового значения. Учет этих отклонений позволяет с наибольшей достоверностью прогнозировать эксплуатационные показатели МТА.

Увеличение меры рассеяния нагрузки v_m способствует снижению производительности и увеличению прямых топливно-энергетических затрат МТА. Прямые топливно-энергетические затраты следует подразделить на основные (затраты энергии, выраженные расходом топлива на рабочем режиме двигателя) и дополнительные (затраты энергии, выраженные расходом топлива на остановках с работающим двигателем, поворотах и переездах).

Литература

1. Методические рекомендации по топливно-энергетической оценке сельскохозяйственной техники, технологических процессов и технологий в растениеводстве. М.: ВИМ, 1989. 59 с.
2. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, Ленинградское отделение, 1978. 296 с.
3. Шкрабак В.С., Джаббаров Н.И. Эффективность применения газотурбинных двигателей на тракторах сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 46–48.
4. Шкрабак В.С., Джаббаров Н.И., Шкрабак Р.В., Федькин Д.С. Сравнительная оценка энергетической эффективности пахотных агрегатов на базе тракторов с дизельным и газотурбинным двигателями // Тракторы и сельхозмашины, 2016. № 2. С. 44–46.

References

1. Metodicheskie rekomendacii po toplivno-ehnergeticheskoj ocenke sel'skohozyajstvennoj tekhniki, tekhnologicheskikh processov i tekhnologij v rastenievodstve [Methodical recommendations on the fuel and energy assessment of agricultural machinery, technological processes and technologies in crop production]. Moscow: VIM Publ., 1989. 59 p.
2. Ageev L.E. Osnovy rascheta optimal'nyh i dopuskaemyh rezhimov raboty mashinno-traktornyh agregatov [Basics of calculating optimal and acceptable modes of operation of machine-tractor units]. Leningrad: Kolos, Leningradskoe otделение Publ., 1978. 296 p.
3. SHkrabak V.S., Dzhabborov N.I. Efficiency of using gas turbine engines on agricultural tractors. Traktory i sel'hozmashiny, 2015, No 10, pp. 46–48 (in Russ.).
4. SHkrabak V.S., Dzhabborov N.I., SHkrabak R.V., Fed'kin D.S. A comparative assessment of the energy efficiency of plowing units based on tractors with diesel and gas turbine engines. Traktory i sel'hozmashiny, 2016, No 2, pp. 44–46 (in Russ.).