

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ МТА НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ

*Геннадий Голуб, Вячеслав Чуба*

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины*

*Украина, г. Киев, ул. Героев Обороны, 15*

*Gennady Golub, Vyacheslav Chuba*

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

*Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine*

**Аннотация.** Приведены результаты моделирования зависимости эксплуатационных параметров работы МТА при применении дизельного биотоплива на основе метиловых эфиров жирных кислот.

**Ключевые слова:** динамика, тракторный агрегат, дизельное биотопливо.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Возможность реализации мощности трактора в составе машинно-тракторного агрегата (МТА) в тех или иных эксплуатационных условиях при применении соответствующих сельскохозяйственных машин и типа топлива остается главным эксплуатационным вопросом.

Энергетические показатели МТА при взаимодействии с рабочей средой изменяются в довольно широких пределах, что в свою очередь отражается на технико-экономических показателях, в первую очередь, расходе топлива и времени выполнения технологических операций. Решение вопроса взаимосвязи между параметрами МТА при выполнении технологических операций позволяет выполнить моделирование изменения основных показателей и получить данные для оптимизации его работы.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

На необходимость определения правильного соотношения между мощностью, массой и рабочей скоростью сельскохозяйственных машин указывал еще В.П. Горячкин [1].

В работах [2, 3] МТА рассматривается как система твердых тел связанных между собой, как жесткими, так и упругими эле-

ментами, при работе которых вся система тел совершает поступательное движение, при этом силы и моменты представлены исходя из баланса мощности и вращательных моментов инерции масс. Уравнения движения агрегата и баланс его моментов в работе [4] представлены исходя из того, что приращение кинетической энергии равно работе всех сил действующих в точках приложения. Исследованию работы автотракторных двигателей большой вклад внес В.Н. Болтинский, который в работе [5] приводит уравнение, которое позволяет учесть неравномерность изменения динамических характеристик двигателя и моментов сопротивления агрегата на основе уравнения моментов инерции.

Особый интерес вызывает применение математической модели для прогнозирования изменения эксплуатационных показателей работы МТА при его переходе от использования дизельного топлива на дизельное биотопливо. В настоящее время проведен ряд теоретических исследований, которые направлены на моделирование процесса смесеобразования и сгорания дизельного биотоплива [6, 7, 8], разработана структурная схема адаптации МТА для использования альтернативного топлива [9]. В работе [10] получена зависимость тяговой силы МТА от типа топлива и его подачи, которая позволяет, исходя из геометрических параметров подачи топлива и его типа, определять силу тяги и крутящий момент на ведущих колесах трактора.

При применении дизельного биотоплива на основе метиловых эфиров жирных кислот, в сравнении с дизельным топливом при одинаковой нагрузке, наблюдается увеличение часового расхода топлива [11, 12, 13, 14], что связано с различиями физико-химических

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ МТА НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ

свойств топлива. В большинстве случаев низшую теплоту сгорания дизельного биотоплива принимают на уровне 37,5 мДж/кг а дизельного топлива – 42,5 мДж/кг [15, 16, 17, 18]. Теплотворная способность дизельного биотоплива, так и дизельного топлива, может отличаться в ту или иную сторону, что необходимо учитывать при проведении исследований. В работах [19, 20] для оценки эффективности использования топлива предложено использовать комплексный критерий в расчет которого входит низшая теплота сгорания и расход топлива, однако не учитывается изменение эффективного коэффициента полезного действия двигателя.

Проведенный анализ литературных источников указывает на необходимость уточнения уравнения динамики МТА и приведения его к форме пригодной к практическому применению.

### ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Получить теоретическую зависимость эксплуатационных характеристик МТА при

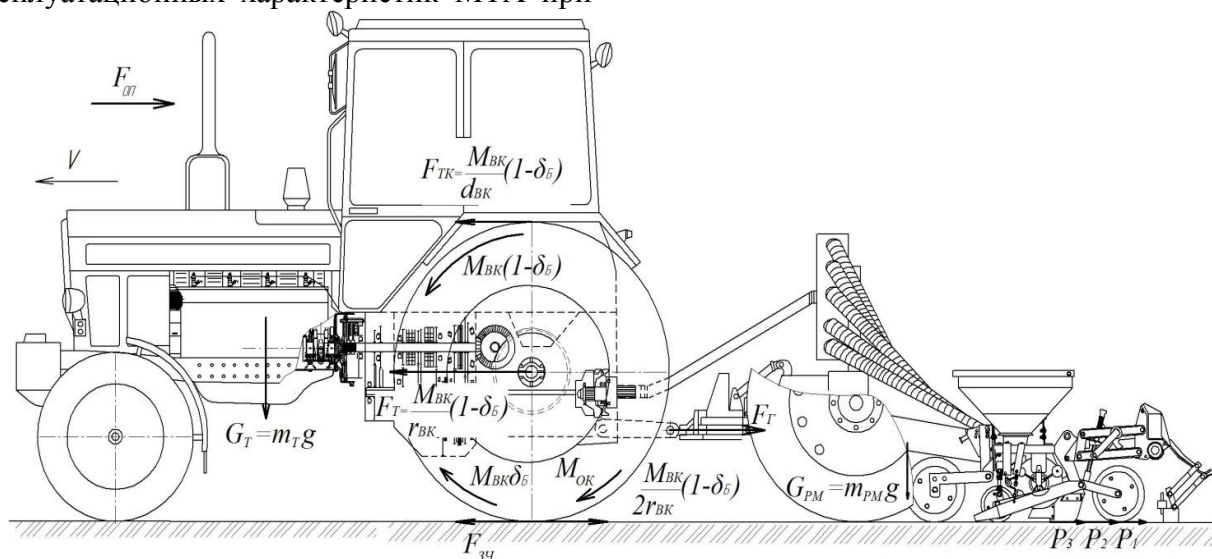
изменении нагрузки и использовании различных типов топлив.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для решения поставленной задачи выполнен силовой анализ МТА (рис. 1.) и согласно второму закону Ньютона сформировано уравнение динамики его движения в зависимости от нагрузки:

$$m_{МТА} \frac{dV}{dt} = F_T - F_{OK} - F_{OP} - F_G, \quad (1)$$

где:  $m_{МТА}$  – масса МТА в составе трактора и рабочей машины, кг;  $\frac{dV}{dt}$  – линейное ускорение МТА, м/с<sup>2</sup>;  $dV$  – изменение скорости МТА, м/с;  $dt$  – изменение времени движения МТА, с;  $F_T$  – сила тяги трактора, Н;  $F_{OK}$  – сила на преодоление сопротивления качения при перемещении трактора, Н;  $F_{OP}$  – сила сопротивления воздуха при перемещении трактора, Н;  $F_G$  – сила тягового сопротивления рабочей машины, Н.



**Рис. 1.** Схема действующих моментов и сил на МТА:  $M_{BK}$  – крутящий момент ведущих колес,  $M_{OK}$  – момент на преодоления сопротивления качения,  $F_{TK}$  – сила тяги трактора от крутящего момента на колесе,  $F_T$  – сила тяги трактора, приведенная к оси колеса,  $F_{3q}$  – сила сцепления колес с поверхностью,  $F_G$  – сила тягового сопротивления рабочей машины,  $F_{OP}$  – сила сопротивления воздуха,  $G_T$  – вес трактора,  $G_{PM}$  – вес рабочей машины,  $\beta$  – коэффициент буксования ведущих колес.

**Fig. 1.** Diagram of forces acting on MTA:  $M_{OK}$  – torsion moments wheels,  $M_{OK}$  – moment to overcome the rolling resistance,  $F_{TK}$  – tractor of traction torque on the wheel,  $F_T$  – traction tractor, refer to the axis of the wheel,  $F_{3q}$  – strength of adhesion of the wheels with the surface,  $F_G$  – power of traction resistance of the working machine  $F_{OP}$  – the force of air resistance efficiency,  $G_T$  – weight of the tractor,  $G_{PM}$  – weight of the working machine,  $\beta$  – skip wheels coefficient.

Крутящий момент двигателя расходуется на обеспечение вращения привода рабочей машины через вал отбора мощности, формирование силы тяги, при этом некоторая его часть расходуется на потери, вызванные буксованием ведущих колес. С учетом этого можно записать:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} + \frac{M_{БК}(1 - \delta_B) + M_{БК} \delta_B}{i_{ТРБК} \eta_{ТРБК}}, \quad (2)$$

где:  $M_{ДВ}$  – крутящий момент двигателя, Н м;  $M_{ВВП}$  – крутящий момент вала отбора мощности, Н м;  $M_{БК}(1 - \delta_B)$  – крутящий момент который тратится на формирование тяговой силы, Н м;  $M_{БК} \delta_B$  – крутящий момент, потерянный на буксование, Н м;  $\delta_B$  – коэффициент потери мощности на буксование ведущих колес, от. ед.;  $i_{ТРБК}$  – передаточное число трансмиссии от двигателя к ведущим колесам, од.;  $\eta_{ТРБК}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии привода ведущих колес;  $i_{ТРВВП}$  – передаточное число трансмиссии от двигателя к валу отбора мощности, од.;  $\eta_{ТРВВП}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии вала отбора мощности, от. ед.

Сила тяги, приведенная к оси вращения колеса та остова трактора:

$$F_T = \frac{M_{БК}(1 - \delta_B)}{r_{БК}}, \quad (3)$$

где:  $r_{БК}$  – радиус ведущего колеса, м.

Величину крутящего момента, который расходуется на формирование силы тяги ведущих колес с учетом значений крутящего момента буксования, крутящего момента двигателя и крутящего момента на валу отбора мощности можно определить следующим образом:

$$M_{БК}(1 - \delta_B) = \left( M_{ДВ} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) \times (1 - \delta_B) i_{ТРБК} \eta_{ТРБК}. \quad (4)$$

Откуда сила тяги с учетом крутящего момента двигателя и крутящего момента рабочей машины на ВВП равна:

$$F_T = \frac{1}{r_{БК}} \left( M_{ДВ} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) i_{ТРБК} \eta_{ТРБК}. \quad (5)$$

Выразим крутящий момент двигателя в соответствии с общеизвестным выражением через эффективную мощность и угловую скорость коленчатого вала двигателя:

$$M_{ДВ} = \frac{N_E}{\omega}, \quad (6)$$

где:  $N_E$  – эффективная мощность двигателя, Вт.

Эффективная мощность двигателя, которую он развивает, может быть выражена через количество топлива, которое используется при его работе за единицу времени:

$$N_E = G Q_H \eta_E, \quad (7)$$

где:  $G$  – расход топлива, кг/с;  $Q_H$  – нижняя теплотворная способность топлива, Дж/кг;  $\eta_E$  – эффективный коэффициент полезного действия на дизельном топливе, от. ед.

Выразим расход топлива через цикловую подачу топливного насоса:

$$G = \frac{g_{ЦК} \omega i}{2\pi}, \quad (8)$$

где:  $g_{ЦК}$  – подача топлива за один впрыск, кг;  $i$  – количество впрысков топлива за один оборот двигателя, об<sup>-1</sup>,

Цикловая подача топливного насоса за один впрыск, исходя из геометрических параметров элементов топливного насоса, составляет:

$$g_{ЦК} = S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ}, \quad (9)$$

где:  $S_{ПЛ}$  – площадь плунжерной пары, м<sup>2</sup>;  $l_{ПЛ}$  – активный ход плунжера, м;  $\rho_{П}$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $k_{ПЛ}$  – коэффициент подачи топлива плунжером топливного насоса, от. ед.

Крутящий момент двигателя с учетом характеристик топлива и топливоподачи:

$$M_{ДВ} = \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_H \eta_E}{2\pi}. \quad (10)$$

Для обеспечения одинаковой тяговой силы при выполнении МТА технологических операций на заданной передаче, при одинаковых оборотах двигателя, как на дизельном так и на дизельном биотопливе, возможно при соблюдении следующего равенства:

$$S_{ПЛ} l_{ПЛДП} \rho_{ПДП} k_{ПЛДП} i Q_{НДП} \eta_{ЕДП} = S_{ПЛ} l_{ПЛДБП} \rho_{ПДБП} k_{ПЛДБП} i Q_{НДБП} \eta_{ЕДБП}, \quad (11)$$

где:  $l_{ПЛДП}$  – активный ход плунжера на дизельном топливе, м;  $l_{ПЛДБП}$  – активный ход плунжера на дизельном биотопливе, м;  $\rho_{ПДП}$  – плотность дизельного топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{ПДБП}$  – плотность дизельного биотоплива, кг/м<sup>3</sup>;  $k_{ПЛДП}$  – коэффициент подачи дизельного топлива плунжером топливного насоса, от. ед.;  $k_{ПЛДБП}$  – коэффициент подачи дизельного

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ МТА НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ

биотоплива плунжером топливного насоса, от. ед.;  $Q_{НДП}$  – нижняя теплотворная способность дизельного топлива, Дж/кг;  $Q_{НДБП}$  – нижняя теплотворная способность дизельного биотоплива, Дж/кг;  $\eta_{ЕДП}$  – эффективный коэффициент полезного действия двигателя на дизельном топливе, от. ед.;  $\eta_{ЕДБП}$  – эффективный коэффициент полезного действия двигателя на дизельном биотопливе, от. ед.

Перейдя в равенстве (11) от геометрических параметров топливоподачи к часовому расходу топлива, получим значение фактического коэффициента эффективности использования дизельного биотоплива:

$$k_{ДБП} = \frac{G_{ДП}}{G_{ДБП}} = \frac{Q_{НДБП} \eta_{ЕДБП}}{Q_{НДП} \eta_{ЕДП}}, \quad (12)$$

где:  $k_{ДБП}$  – фактический коэффициент эффективности использования дизельного биотоплива, от. ед.;  $G_{ДП}$  – часовой расход дизельного топлива, кг/час;  $G_{ДБП}$  – часовой расход дизельного биотоплива, кг/час.

В идеальном случае максимальное значение коэффициента эффективности использования дизельного биотоплива будет определяться фактическим соотношением низших теплотворных способностей дизельного биотоплива и дизельного топлива:

$$k_{ДБП}^{\max} = \frac{Q_{НДБП}}{Q_{НДП}}, \quad (13)$$

где:  $k_{ДБП}^{\max}$  – максимальный коэффициент эффективности использования дизельного биотоплива, от. ед.

Коэффициент уменьшения эффективности использования дизельного биотоплива по сравнению с дизельным топливом определяется из выражения:

$$k_{ЗМДБП} = \frac{k_{ДБП}}{k_{ДБП}^{\max}} = \frac{\eta_{ЕДБП}}{\eta_{ЕДП}}, \quad (14)$$

откуда:

$$\eta_{ЕДБП} = \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}, \quad (15)$$

где:  $k_{ЗМДБП}$  – коэффициент уменьшения эффективности использования дизельного биотоплива по сравнению с дизельным топливом, от. ед.

Следует учитывать также, что эффективный коэффициент полезного действия двигателя на дизельном топливе меняется в зависимости от режима работы двигателя в достаточно широких пределах, поэтому для

получения достоверных данных, в уравнение динамики, необходимо ввести зависимость изменения коэффициента полезного действия двигателя от угловой скорости вращения коленчатого вала. Для двигателя Д-245.7Е2 она аппроксимирована зависимостью:

$$\eta_{ЕДП} = \alpha \omega^2 + \beta \omega + \gamma, \quad (16)$$

где:  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  – коэффициенты аппроксимации ( $\alpha = -0,00000617$ ,  $\beta = 0,001781$ ,  $\gamma = 0,271482$ ).

Уравнение (1) с учетом типа топлива, геометрических параметров топливоподачи и эксплуатационных параметров агрегата, передаточного отношения трансмиссии, изменения эффективного коэффициент полезного действия двигателя в зависимости от режима работы двигателя и параметров, характеризующих агротехнологическую среду, приобретает следующий вид:

$$\begin{aligned} & \frac{(m_T + m_{PM}) r_{BK} (1 - \delta_B) d\omega}{i_{ТРВК} dt} = \\ & = \left( \frac{S_{ПД} l_{ПД} \rho_{ПД} k_{ПД} i Q_H (\epsilon \omega^2 + \beta \omega + \gamma) k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \right. \\ & - \left. \frac{H_{PM} Q_{PM}}{\eta_{PM} \omega_{PM} i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) r_{BK}^{-1} (1 - \delta_B) \eta_{ТРВК} i_{ТРВК} - \\ & - f m_T g - \frac{k_{ОБТ} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^2 (1 - \delta_B)^2}{i_{ТРВК}^2} - \\ & - f' m_{PM} g - kab - \\ & - \theta ab \left[ \frac{\omega}{i_{ТРВК}} r_{BK} (1 - \delta_B) \right]^2, \quad (17) \end{aligned}$$

где:  $H_{PM}$  – давление создающееся вентилятором рабочей машины, Па;  $Q_{PM}$  – объемный расход воздуха вентилятора рабочей машины, м<sup>3</sup>/с;  $\eta_{PM}$  – коэффициент полезного действия вентилятора рабочей машины; от. ед.;  $\omega_{PM}$  – угловая скорость вращения вала рабочей машины рад/с;  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес, от. ед.;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $k_{ОП}$  – коэффициент сопротивления воздуха, Н с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $S_{ЛОБ}$  – площадь лобового сопротивления МТА, м<sup>2</sup>.;  $f'$  – суммарный коэффициент трения, который включает трение орудия о почву и трение качения опорного колеса рабочей машины, от. ед.;  $k$  – удельное сопротивление деформации грунта, Н/м<sup>2</sup>;  $a$  – ширина обрабатываемого пласта, м;  $b$  – глубина обрабатываемого пласта, м;  $\theta$  – коэффициент который

учитывает соотношение скорости откидывания пласта и скорости,  $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ .

Решение полученного уравнения динамики движения МТА, приведенное к угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, имеет следующий вид:

$$\omega = \frac{1}{2P} \left[ J \left( \frac{2P\omega_{\Pi} + L + J \frac{(1-e^J)}{(1+e^J)}}{(2P\omega_{\Pi} + L) \frac{(1-e^J)}{(1+e^J)} + J} \right) - L \right], \quad (18)$$

где:  $\omega_{\Pi}$  – начальная частота вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;  $\omega$  – конечная частота вращения коленчатого вала двигателя, рад/с

Полученное уравнение описывает динамику изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя при изменении внешних параметров, которые характеризуют работу МТА при выполнении технологических операций и характеристик топлива. Данное выражение содержит постоянные величины дифференциального уравнения, которые зависят только от топливоподачи и вида топлива –  $L$  ( $\text{с}^{-1}$ ), а также от топливоподачи, вида топлива и нагрузки МТА –  $P$  (от. ед.) и  $J$  ( $\text{с}^{-1}$ ).

На базе полученной математической модели динамики движения МТА и ее решения выполнены расчеты изменения эксплуатационных параметров МТА на базе трактора Кий-14102 с двигателем Д-245, на выполнении технологической операции пахоты. Получены зависимости изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, скорости движения МТА (рис. 2) и расхода топлива в зависимости от типа топлива, изменения нагрузки и параметров топливоподачи (рис. 3).

Проведенные теоретические исследования показали, что при одинаковой нагрузке и ее изменениях, для разных типов топлива, изменение скоростных характеристик двигателя и МТА происходят по одинаковому закону, при этом следует отметить различие в расходе топлива. Эти отличия при работе на дизельном топливе и дизельном биотопливе в первую очередь связаны с различиями их низших теплотворных способностей и плотности, а также коэффициента полноты сгорания, который для дизельного биотоплива также зависит от температуры топлива перед впрыском в цилиндр двигателя.

На рис. 2 с первой по пятую секунду изображены начальные прямолинейные участки угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и движения МТА, отвечающие равномерному движению агрегата по полю при установившейся нагрузке. Расход топлива на данных скоростных режимах для различных типов топлива показан на рис. 3.

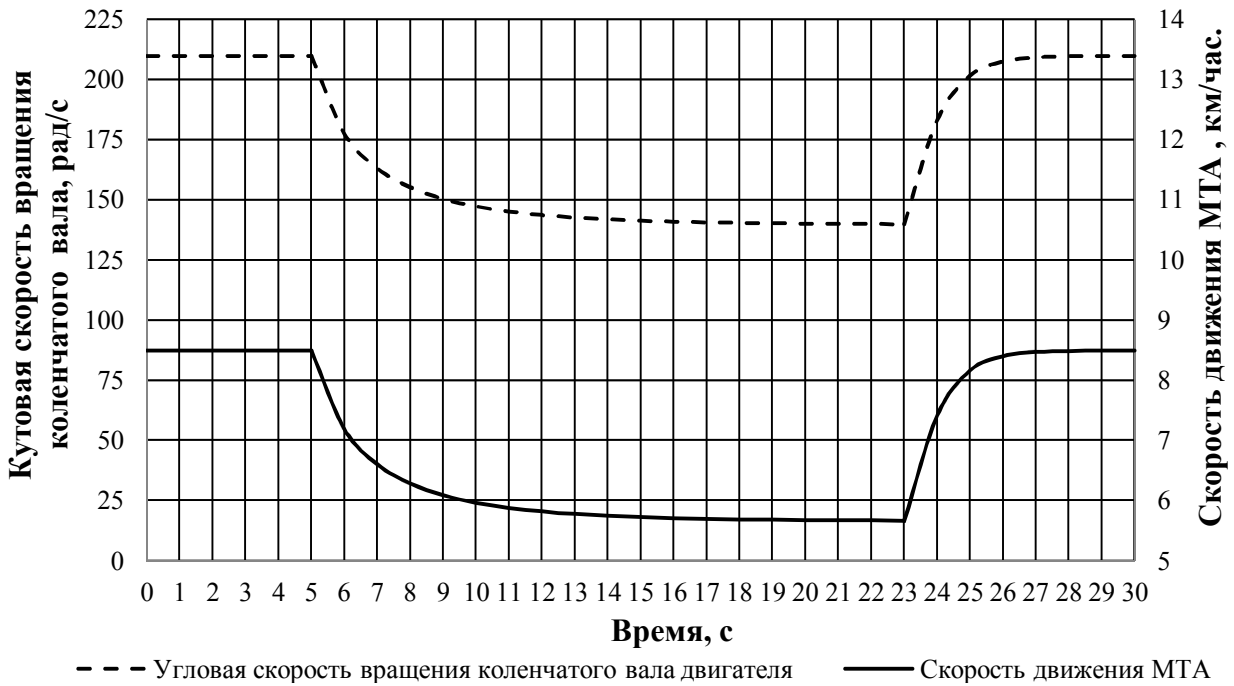
Далее, смоделировано увеличение удельного сопротивления деформации почвы и усилия на отбрасывание пласта при неизменной подаче топлива. На практике это соответствует внезапному изменению плотности, влажности и типа почвы, и приводит к внезапному увеличению тягового сопротивления рабочей машины. Повышение тягового сопротивления агрегата приводит к снижению оборотов двигателя из-за его перегрузки, соответственно происходит уменьшение часового расхода топлива на фоне уменьшения скорости движения агрегата, что в свою очередь приводит к уменьшению его тягового сопротивления. Повышение тягового сопротивления агрегата приводит к снижению оборотов двигателя из-за его перегрузки, соответственно происходит уменьшение часового расхода топлива на фоне уменьшения скорости движения агрегата, что в свою очередь приводит к уменьшению его тягового сопротивления.

Как следствие такая система пытается найти свое новое равновесное состояние, если оно наступит при параметрах, которые находятся в рабочем диапазоне двигателя внутреннего сгорания, то МТА стабилизирует движение при меньшей скорости перемещения и частоте вращения двигателя, а также меньшем часовом расходе топлива. Ход этого процесса наблюдается на графиках рис. 2 и рис. 3 с 5 по 23 секунду. Увеличение тягового сопротивления агрегата приводит к уменьшению рабочей скорости МТА, что в свою очередь отражается на производительности работы агрегата за единицу времени и может привести к снижению качества выполнения агротехнических требований к технологической операции, например неполному обороту пласта почвы или недостаточному ее разрушению. Повышения скорости движения МТА при неизменной подаче топлива, можно достичь уменьшением тягового

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ МТА  
НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ

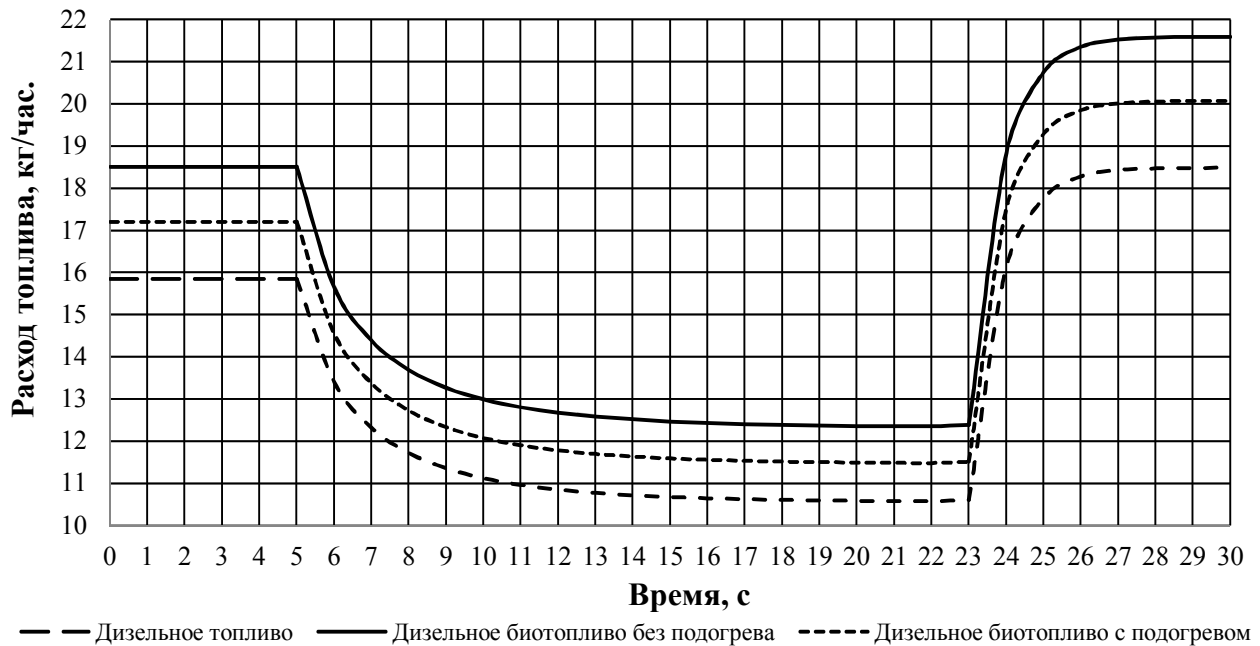
сопротивление агрегата за счет уменьшения глубины обработки или ширины захвата. Первое недопустимо по агротехническим

требованиям, второе приведет к уменьшению производительности.



**Рис. 2.** Динамика изменения скоростных характеристик двигателя та МТА в зависимости от изменения нагрузки та подачи топлива

**Fig. 2.** Dynamics of change of rate characteristics of the engine and MTA depending on load change and fuel supply



**Рис. 3.** Динамика изменения расхода топлива при изменении загрузки на различных типах топлива

**Fig. 3.** Dynamics of change in fuel consumption by changing load on different types of fuel

Поэтому для достижения соответствующей производительности и обеспечения выполнения агротехнических требований увеличение рабочей скорости движения МТА может быть достигнуто только путем увеличением подачи топлива. Увеличение подачи топлива приведет к увеличению угловой частоты вращения двигателя и мощности, которую развивает двигатель. Как следствие произойдет увеличение скорости и соответственно увеличение тягового сопротивления агрегата. Следует отметить, что динамические характеристики, приведенные на рис. 2 и рис. 3, соответствуют режимам работы МТА при использовании топливного насоса высокого давления с жесткой фиксацией рейки топливного насоса или с двух режимным регулятором, который работает при пуске и частоте вращения двигателя выше максимально допустимой. Сегодня большинство насосов высокого давления отечественной сельскохозяйственной техники оборудованы всережимными центробежными регуляторами, которые при снижении угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя автоматически увеличивают цикловую подачу топлива и наоборот. Однако, при их использовании не удовлетворяются соблюдение экологических требований к работе двигателя на переходных режимах, ведь с уменьшением оборотов двигателя происходит уменьшение наполнения воздухом цилиндров, за счет уменьшения скорости движения поршня и соответственно скорости впускного заряда, с одновременным увеличением количества топлива, которое впрыскивается в цилиндр, что приводит к резкому ухудшению экологических показателей работы двигателя. Характеристика изменения цикловой подачи в топливных насосах высокого давления с центробежными регуляторами механического действия достаточно сложная и зависит от многих конструктивных параметров и поэтому ее введение в данную математическую модель (17) является достаточно сложной математической задачей. Также следует заметить, что всережимные регуляторы современных систем топливоподачи двигателей внутреннего сгорания базируются на компьютерном управлении впрыском топлива. При этом, необходимая доза топлива при впрыске вы-

числяется исходя из данных о количестве воздуха, которое поступило в цилиндр двигателя, согласно соответствующего закона и может с легкостью быть интегрировано в существующую математическую модель для расчета эксплуатационных параметров работы МТА.

## ВЫВОД

Получена математическая модель зависимости динамики движения МТА от изменения параметров агротехнологической среды и типа топлива, позволила установить, что динамика движения МТА не зависит от типа топлива. Переходной процесс при изменении нагрузки составил 18 секунд, при разгоне до начального скоростного режима – 7 секунд. Установлено также, что во время переходного процесса, вызванного увеличением нагрузки на агрегат, скорость МТА уменьшается с 8,5 до 5,67 км/час. При этом, происходит уменьшение расхода топлива на 33,27 %. Для дизельного топлива расход уменьшается с 15,85 до 10,57 кг/час, для дизельного биотоплива без подогрева – с 18,51 до 12,35 кг/час, для дизельного биотоплива при применении подогрева – с 17,21 до 11,48 кг/час. Для выхода агрегата на начальную скорость движения (8,5 км/час) необходимо увеличить подачу топлива на 16,65 % относительно начального расхода топлива или на 74,88 % относительно величины подачи топлива при скорости 5,67 км/час.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Goryachkin V.P. 1968: Sobraniye sochineniy v 3 tomakh / V.P. Goryachkin. [Pod red. N.D. Luchinskogo]. – 2-e izdaniye – M.: Kolos.
2. Traktory 1985: Traktory i avtomobili / Pod redaktsiyey V.A. Skotnikova. – M.: Agropromizdat, 1985. – 440.
3. Osnovy 1962: Osnovy teorii traktora i avtomobilya / D.A. Chudakov. – M.: Selkhozizdat. – 312.
4. Svirshchevskiy B.S. 1958: Ekspluatatsiya mashinno-traktornogo parka / B.S. Svirshchevskiy // Uchebnyk dlya intov i fak. mekhanizatsii i elektrifikatsii s.kh. – M.: Selkhozgiz. – 660.
5. Boltinskiy V.N. 1949: Rabota traktornogo dvigatelya pri neustanovivsheysya nagruzke / V.N. Boltinskiy. – M.: Selkhozgiz. – 216.

6. Anisimov V.G. 2012: Teoretichne doslidzhennya parametriv sumishoutvorenniya v dizeli pri roboti na biopalivi metodom malikh vidkhilen parametriv / V.G. Anisimov, V.G. Semenov, V.B. Ryaboshapka // Zbirnik Vinnitskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu: Tekhnichni nauki. – Vip. № 10, T. 1 (58). – 6–10.
7. Chernenko S.M. 2007: Yekonomichni ta yenergetichni pokazniki roboti dizelnogo dviguna pri vikoristanni biopaliva z ripaku. / Chernenko S.M., Atamas A.I. // Visnik Kremen. derzh. polit. universitetu im. M. Ostrogradskogo. Naukovi pratsi KDPU im. M. Ostrogradskogo. – Kremenchuk: KDPU im. M. Ostrogradskogo. – Vip. 2/2007(43) Chastina 2. – 85 – 89.
8. Khomenko I.M. 2012: Osoblivosti teplovogo rozrakhunku dizelya, priznachenogo dlya roboti na biologichnomu palivi / I.M. Khomenko, A.K. Kobrinets // Visnik ChDTU. Seriya "Tekhnichni nauki": naukoviy zbirnik. – № 4 (61). – 92–100.
9. Selivanov N.I. 2008: Struktura sistemy adaptatsii ekspluatatsionnykh parametrov mashinno-traktornogo agregata k ispolzovaniyu alternativnogo topliva / N.I. Selivanov, D.A. Sannikov // Vestnik KrasGAU. – Krasnoyarsk: [KrasGAU]. – Vyp. 1. – 183 – 188.
10. Golub G.A. 2013: Vznachennya tyagovoi sili yenergozasobiv pri roboti na dizelnomu biopalivi / G.A. Golub, V.V. Chuba // Mizhvid. temat. nauk. zb. NNTs "IMESG" NAAN "Mekhanizatsiya ta elektrifikatsiya silskogo gospodarstva". – Glevakha: NNTs «IMESG». – Vip. 98, t.2. – 135–144.
11. Chernenko S.M. 2007: Ekonomichni ga energetichni pokazniki roboti dizelnogo dviguna pri vikoristanni biopaliva z ripaku / S.M. Chernenko, A.G. Atamas // Visnik Kremenchuc'kogo derzhavnogo politehnichnogo universitetu im. M. Ostrogradskogo. – Kremenchuk. – Vip. 2, ch. 2. – 85–89.
12. Parsadanov I.V. 2005: Rezultaty issledovaniy pokazately topivnoy ekonomichnosti i toksichnosti otrabotavshikh gazov dizelya pri rabote na rapsovometilovom efire // Vestnik nauki i tekhniki. – KhNTU (KhPI). – Vyp.1. – 21–26.
13. Voytov V.A. 2009: Tekhniko-ekspluatatsiyini ta yekologichni pokazniki dizelnikh dviguniv pri zastosuvanni biodizelya / Voytov V.A., Karnaukh M.V., Datsenko M.S. // Tekhnika i tekhnologii APK. – № 1. – 13–18.
14. Popov D.V. 2011: Pokrashchennya ekologichnikh pokaznikov dizelnikh dviguniv / Popov D.V., Linnik I.I. // Visnik Donetskoj akademii avtomobilnogo transportu. – №4. – 79–82.
15. Semenov V.G., Chernenko S.M., Atamas A.I. 2010: Vznachennya nizhchoi teploti zgoryannya biodizelnogo paliva za khromotografichnimi danimi // Visnik Kremen. derzh. universitetu im. M. Ostrogradskogo. Naukovi pratsi KDU im. M. Ostrogradskogo. – Kremenchuk: KDU im. M. Ostrogradskogo, – Vip. 2/2010 (61) Chastina 1. – 87 – 91.
16. Vasilyev I.P., Khayling A., Kayzer M., Dinkelyaker F. Vliyaniye svoystv biotopliv na kharakteristiki vpryskivaniya v kameru s postoyannym davleniyam // Dvigateli vnutrenego zgoraniya. – 2011. – №2. – 37–41.
17. V. Polishchuk, V. Dubrovin, A. Polishchuk 2012: Alternativnyye dizelnyye topliva // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – T. 14. – 20–31.
18. Viktor Zakharchuk, Valentina Tkachuk 2010: Biodizelnoye toplivo na osnove izopropilovykh efirov rapsovogo masla // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Lublin. T. 12. – 188–193.
19. Pilipenko O.M. 2010: Kompleksniy kriteriy otsinki yefektivnosti biopaliv u dizelyakh / Pilipenko O.M., Shlonchak I.A., Ogiy Yu.V. // Visnik VNTU. – №2. – 86–88.
20. Selivanov N.I. 2008: Effektivnost proizvodstva i ispolzovaniya biotopлива na osnove rapsovogo masla v traktornykh dizelyakh / N.I. Selivanov, A.A. Dorzheyev // Vestnik KrasGAU. – Krasnoyarsk : [KrasGAU]. – Vyp. 4. – 236 – 241.

**MATHEMATICAL MODELLING  
OF WORK PERFORMANCE  
INDICATORS FOR MACHINE-TRACTOR  
UNITS WITH USING BIODIESEL**

**Summary.** The mathematical modeling is given and theoretical curves obtained changing the operating parameters of the machine-tractor units when the load changes and the use of biodiesel on the basis of fatty acid methyl esters of vegetable oil.

**Key words:** dynamics, machine-tractor units, biodiesel.