

машин. Такие данные получены для большинства тракторов и прицепных машин. При их наличии вероятность потери сцепления может быть найдена из выражения (рис. 3)

$$P_c = 1 = \int_{-\infty}^{P_{кр.м}} f(P_{кр}) dP_{кр}, \quad (7)$$

где $P_{кр.м}$ – максимальное крюковое усилие, реализуемое трактором; $f(P_{кр})$ – дифференциальная функция распределения крюкового усилия прицепной машины; N_T – тяговая мощность трактора.

Данные подобного типа можно использовать и для вычисления вероятности P_m . Однако для сравнения проходимости различных машин вероятность ее потери должна быть вычислена по одной и той же методике на основании эквивалентного статистического материала. Еще одним способом вычисления вероятности проходимости, на наш взгляд, наиболее эффективным может быть использование имитационного моделирования. При применении этого метода данные для вычисления $P_{кр}$ подготавливаются путем использования законов распределения прочности основания, коэффициента сцепления и крюковых нагрузок для определения P_c и P_m . Отметим также, что вероятностная оценка проходимости по изложенной методике может применяться для движителей любого типа.

Литература

1. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.
2. Корчунов С.С., Абакумов О.Н., Селеннов В.Г. Об оценке проходимости гусеничных машин по торфяной залежи // Тр. ин-та/ВНИИТП. 1974. – Вып. 34. – С. 43–48.
3. Базин Е.Т., Женихов Ю.И. Физико-механические свойства торфяных залежей. – Калинин: КГУ, 1982. – 86 с.

УДК 631.372:622.232

ДИНАМИКА МТА В СОСТАВЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА И НАВЕСНОГО ФРЕЗФОРМУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Таяновский Г.А., Ромашко Ю.В. (БНТУ)

В статье приведены методические положения параметрического анализа динамики полноприводного торфяного машинно-тракторного агрегата (МТА) с навесным фрезформирующим оборудованием.

Введение

Эффективность применения колесных тракторных энергетических средств мощностью в составе агрегата для добычи мелкокускового коммунально-бытового торфяного топлива может быть достигнута при выборе рациональных параметров технологической части и параметров агрегатирования звеньев МТА. Для обеспечения высокой надежности в работе такие агрегаты создаются на базе полноприводных тракторов. Ходовые системы оснащаются колесами с шинами специальной комплектации, в том числе сдвоенными, с целью создания необходимого запаса грузоподъемности ходовой системы, высоких тягово-сцепных свойств и проходимости агрегата, при работе с тяжелым навесным оборудованием, каким является фрезформирующее. Навесное оборудование включает приводной от независимого ВОМ торфяного МЭС моноблок с присоединенными модулями дисковой фрезы и винтового перерабатывающего пресса с формирующим одно- или многоручьевым мундштуком (рисунок 1). Дисковая фреза при встречном фрезеровании режущими элементами экскавирует торфяную массу из торфяной залежи и подает в приемное окно пресса, далее она, перемещаясь витками шнека

вдоль канала пресса, подвергается перемешиванию, дополнительной диспергации и перетира-
нию, уплотнению, удалению газовой фазы, а затем получает цилиндрическую форму, при вы-
давлении через ручки мундштука, обламывается на выходе под действием собственного ве-
са в виде сформованных кусков некоторой длины и выстилается на поверхность торфяной
залежи, где сохнет в естественных условиях, а затем готовое кусковое топливо убирается.

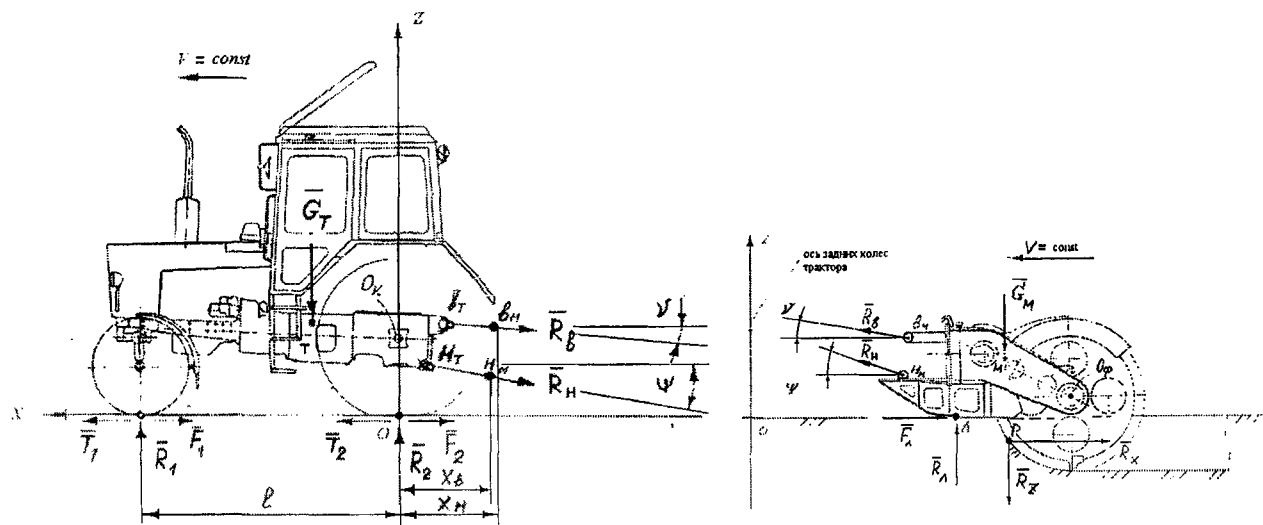


Рисунок 1. Расчетная схема фрезформирующего тракторного агрегата

На рис. 1 обозначены: нормальные реакции грунта R_i , силы сопротивления F_i , теоре-
тические тяговые усилия ведущих мостов T_i , усилия в тягах задней навесного устройства R_a ,
 R_n , реакции грунта на дисковую фрезу R_x , R_z , силы веса трактора и оборудования G_T и G_M , а
также характерные размеры и точки тракторного агрегата.

Работа направлена на получение приемлемого аналитического инструментария для
проведения анализа динамики создаваемого МТА, на основании которого возможно решение
задачи обоснованного выбора параметров оборудования и параметров агрегатирования.

Динамика тракторного агрегата

Изменение нормальных нагрузок на мосты тракторного агрегата из-за навешенного
оборудования, изменение давления воздуха в шинах и их комплектации приводят к перерас-
пределению крутящих моментов в разветвленном приводе к ведущим колесам и к активным
рабочим органам (АРО). Все это сказывается на показателях эффективности работы движе-
теля агрегата. Случайный характер возмущений со стороны торфяной залежи на движитель и
дисковую фрезу МТА вносят свой вклад в динамику движения агрегата и его эксплуатацион-
ные показатели.

Параметры активных рабочих органов, навески, давление воздуха в шинах колес и
комплектацию шин можно менять, а, значит, и управлять КПД ходовой системы навесного
агрегата. Поэтому представляет научный и практический интерес установление закономер-
ностей динамики полноприводного тягово-энергетического средства, работающего в составе
фрезформирующего навесного агрегата, в зависимости от упомянутых факторов, что и составля-
ет цель данной работы. Методический подход к выбору рациональных параметров АРО и па-
раметров агрегатирования МТА в целом основывается на результатах анализа динамики МТА.

При создании таких агрегатов следует учитывать, что максимальные значения КПД хо-
довой системы полноприводной машины с заблокированными межосевыми связями достига-
ются при сведении к минимуму кинематического рассогласования между ведущими колесами
[2]. При буксованиях каждого ведущего колеса, характерных для близкого к линейному уча-

стка зависимости удельных касательных усилий от буксования колеса, потери в ходовой системе меньше, чем на нелинейных участках упомянутых зависимостей [2]. Из этого следует, что имеет смысл поставленную задачу решать в пределах участков кривых буксования ведущих колес, близких к линейным [3].

К режимам работы, определяющим показатели эксплуатационных свойств фрезформирующего колесного тракторного агрегата относятся: трогание и разгон, движение с установившейся скоростью по неровностям опорной поверхности торфяной карты при работе фрезформирующего навешенного на трактор оборудования, поворот и маневрирование, торможение. Моделирование и анализ перечисленных режимов рабочего процесса фрезформовочного агрегата представляет научный и практический интерес, так как позволяет выявить его свойства, с целью проведения анализа и последующего выбора рациональных конструктивных параметров проектируемого машинотракторного агрегата (МТА). Среди определяющих факторов, подлежащих анализу, наиболее важные - конструктивно-компоновочная схема, параметры кинематики привода, дисковой фрезы, винтового перерабатывающего пресса создаваемого МТА, тягово-сцепные характеристики шин, характеристики элементов поддрессирования трактора, а также микропрофиль пути и характеристики сопротивления подаче фрезы со стороны торфяной карты, определяющие характер входного воздействия на динамическую систему МТА [1, 2].

Многообразие случайных сочетаний параметров и свойств торфяной карты приводит к существенным изменениям технико-экономических показателей рабочего процесса и качества формируемого торфяного куска. В частности, изменение буксования ведущих колес трактора, при имеющих место на торфяной карте колебаниях состояния поверхности движения и сопротивления подаче фрезы, приводит к рассогласованию балансового соотношения производительностей МТА по ходу и по активным рабочим органам, а также - к отклонению степени переработки торфяной массы от целесообразной, что ухудшает качество получаемого топлива, особенно на пнистых торфяных залежах со средней и более высокой степенью разложения торфа и на залежах так называемых крошащихся торфов [2]. Изменением остальных факторов можно в известной степени влиять как на эксплуатационные показатели МТА, так и на качество торфяного куска. Поэтому возможно решение задачи оперативной «настройки», в процессе движения МТА, параметров привода его активных рабочих органов, обеспечивающих минимизацию удельных энергозатрат при стабилизации производительности и качества формируемого торфяного куска, в рамках выбранной на стадии проектирования рациональной структурно-компоновочной схемы агрегата (рисунок 1).

Для исследования динамической нагруженности приводов рабочих органов составлена расчетная крутильная динамическая система трансмиссии фрезформирующего тракторного агрегата (рисунок 2). Динамическая схематизация объекта исследования проведена по известной методике [2]. Математическое описание составлено с учетом допущения о том, что тракторный агрегат симметричен относительно продольно-вертикальной плоскости, воздействия поверхности движения на правые и левые колеса и нагрузки равны [3].

Дифференциальные уравнения движения масс рассматриваемой крутильной динамической системы МТА приведены в работе [3] и в связи с громоздкостью здесь не приводятся. На схеме (рисунок 2) и в упомянутом математическом описании использованы следующие условные обозначения: $\dot{\omega}_i = d\omega_i / dt$, ω_i - угловые ускорения и угловые скорости i -ых инерционных масс; I_i - приведенные к валу двигателя моменты инерции масс динамической системы; E_{ij} - приведенные к валу двигателя податливости участков трансмиссии между i -ой и j -ой инерционными массами; M_0 - момент на валу двигателя трактора; $M_{\phi 1}(T)$ - момент главной муфты сцепления; M_c - суммарный момент сопротивления передвижению тракторного агрегата; $M_{ш}$ - момент на шнеке пресса; M_{ϕ} - момент на дисковой фрезе; Φ_1 - главная муфта сцепления; Φ_2 , Φ_3 - муфты, моделирующие сцепление движителя с опорной поверхностью; Φ_4 - муфта включения ВОМ; E_{16} , E_{23} , E_{25} , E_{78} , E_{79} - податливости: привода до ведущего диска муфты включения ВОМ, приводов к ведущим колесам переднего и заднего мостов трансмиссии и

двигателя трактора, привода шнека пресса и привода дисковой фрезы от ведомого диска муфты включения ВОМ, соответственно; δ_3, δ_2 - буксование задних и передних колес двигателя трактора; $T_{\text{вкл.сш}}$ - время включения муфты сцепления; $\tau_{\text{вкл.ВОМ}}$ - время включения муфты включения ВОМ; $M_{fk2}, f_{k2}, M_{fk3}, f_{k3}$ - моменты и коэффициенты сопротивления качению колес переднего и заднего мостов трактора; $N_2, N_3, r_{k2}^0, r_{k3}^0$ - нормальные нагрузки и радиусы качения в ведомом режиме колес переднего и заднего мостов трактора; v_4 - текущая скорость движения тракторного агрегата; $a_2, a_3, b_2, b_3, K_2, K_3, L_2, L_3$ - константы аппроксимации зависимости крутящего момента, развиваемого i -ым ведущим или отстающим колесом, от его буксования выражением вида $M_{ki}(\delta_i, N_i) = \varphi_{i\max} N_i r_{ki}^0 (1 - e^{-k_i \delta_i})$; $k_{i,i+1}$ - коэффициенты демпфирования соответствующих валов; ω_i, ω_{i+1} - угловые скорости, соответственно, i -ой и $(i+1)$ -ой инерционных масс, соединенных безинерционным упругим валом с демпфированием.

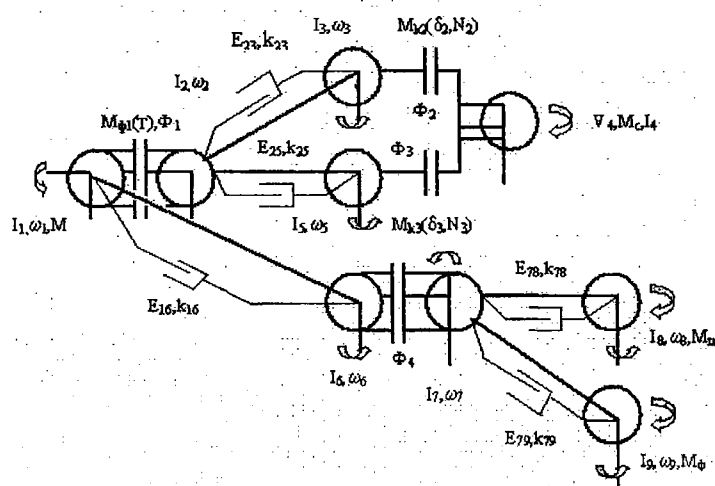


Рисунок 2. Крутильная динамическая система трансмиссии фрезеровочного колесного тракторного агрегата

Моменты на колесах агрегата (рисунок 1 и 2) определялись из выражений:

$$M_{fk2} = f_{k2}^0 R_1 r_{k2}^0; M_{fk3} = f_{k3}^0 R_2 r_{k3}^0;$$

$$M_{34} = M_{k2}(\delta_2, R_1) = \varphi_{2\max} R_1 r_{k2}^0 (1 - e^{-k_2 \delta_2}); M_{34} = M_{k3}(\delta_3, R_2) = \varphi_{3\max} R_2 r_{k3}^0 (1 - e^{-k_3 \delta_3}),$$

где R_1 и R_2 - соответственно, нормальные нагрузки на шины переднего и заднего мостов трактора (рисунок 1).

Для определения радиуса качения колеса в ведомом режиме в функции внутришинного давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо, который принимается в качестве единого расчетного радиуса при исследовании динамики качения колеса использована предложенная В.А. Петрушовым, С.А. Шуклиным и В.В. Московкиным экспериментально выявленная зависимость [3]:

$$r_j^0 = r_{jc} \cdot \frac{r_{jc} P_{wj} + v_{1j} \cdot N_j}{r_{jc} P_{wj} + v_{2j} \cdot N_j},$$

где v_{1j}, v_{2j} - эмпирические константы аппроксимации результатов экспериментов предложенным моделирующим выражением;

P_{wj} - давление воздуха в шине;

N_j - вертикальная (нормальная) нагрузка на колесо;

r_{jc} – свободный радиус колеса с шиной.

Крутящий момент на дисковой фрезе определяется из закономерностей работы этого активного рабочего органа [1,2], обусловлен затратами энергии на фрезерование торфа и пня в залежи ножами фрезы, на сообщение материалу кинетической энергии, на подъем отделенного от залежи торфа до приемного окна пресса и на трение этого торфа о направляющие поверхности кожуха:

$$M_{\phi} = \frac{N_{\phi}}{\omega_9}; N_{\phi} = N_{\phi m} + N_{\phi пн} + N_{\phi кин} + N_{\phi пдм} + N_{\phi трн} = (1-\alpha)p_m Q_x + \alpha p_{пн} Q_x = Q_x p_m (1 + 100\alpha) + N_{\phi кин} + N_{\phi пдм} + N_{\phi трн};$$

$$Q_x = bh\vartheta; p_{пн} = 100p_m,$$

где N_{ϕ} – мощность на фрезерование залежи; $N_{\phi m}$ – мощность на фрезерование торфа; $N_{пн}$ – мощность на фрезерование пня; Q_x – производительность агрегата по ходу; b – ширина фрезерования; h – глубина фрезерования; ϑ – действительная скорость передвижения трактора; α – пнистость залежи; p_m , $p_{пн}$ – удельные затраты энергии на фрезерование торфа и пня соответственно; ω_9 – угловая скорость фрезы; $N_{\phi кин}$ – мощность на сообщение материалу кинетической энергии; $N_{\phi пдм}$ – мощность на подъем отделенного от залежи торфа до приемного окна пресса; $N_{\phi трн}$ – мощность на трение торфа о кожух. Выражения для энергооценки дисковой фрезы и составляющие $N_{\phi кин}$; $N_{\phi пдм}$; $N_{\phi трн}$ получены Ф.А. Опейко и широко используются [4], их значения малы, в сравнении с $(N_{\phi m} + N_{\phi пн})$. Удельные затраты энергии на фрезерование торфяной залежи дисковой фрезой [1]:

$$p_m = \frac{20000}{\sqrt{\delta_{\max}}} = \frac{20000}{\sqrt{\frac{4\pi\vartheta}{z\omega_9} \sqrt{\frac{h}{D} \sqrt{1 - \frac{h}{D}}}}}.$$

Пренебрегая величинами $N_{\phi кин}$; $N_{\phi пдм}$; $N_{\phi трн}$, получим

$$N_{\phi} = \frac{20000bh\vartheta(1+\alpha)}{\sqrt{\frac{4\pi\vartheta}{z\omega_9} \sqrt{\frac{h}{D} \sqrt{1 - \frac{h}{D}}}}} = K_{\phi p} \sqrt{\vartheta\omega_9}, \text{ если обозначить } K_{\phi p} = \frac{20000bh(1+100\alpha)}{\sqrt{\frac{4\pi}{z} \sqrt{\frac{h}{D} \sqrt{1 - \frac{h}{D}}}}},$$

где $\delta_{\max}$ – максимальная толщина стружки; z – число ножей в плоскости резания; h – глубина фрезерования; D – диаметр фрезы.

Тогда:

$$M_{\phi} = \frac{K_{\phi p} \sqrt{\vartheta\omega_9}}{\omega_9} = K_{\phi p} \sqrt{\frac{\vartheta}{\omega_9}}.$$

Крутящий момент на валу шнека винтового перерабатывающего пресса:

$$M_{ш} = \frac{N_{ш}}{\omega_8}; N_{ш} = \tau\omega_8 S + p_m Q_x,$$

где ω_8 – угловая скорость вала шнека; $\tau = 2500..5000$ Па – напряжение сдвига слоев торфа; S – статический момент внутренней поверхности кожуха шнека относительно оси вращения; p_m – удельное сопротивление формованию торфа через мундштук.

$$S = \frac{\pi D^2}{4} L; \quad p_m = 4\tau \frac{l}{d}; \quad \text{тогда } M_{ш} = \tau S + p_m b h \frac{\vartheta}{\omega_8}.$$

При наличии на внутренней поверхности корпуса винтового пресса рифовых выступов выражения для крутящего момента на валу шнека будут дополнительно включать конструктивные параметры выступов, обеспечивающих интенсификацию переработки торфа в межвитковом пространстве, на что затрачивается дополнительная энергия, но при этом повышается однородность и качество формируемого куска.

Для оценки перераспределения нормальных нагрузок на мосты трактора, усилий в тягах задней навески, буксований колес мостов получены выражения, позволяющие также оценивать тяговую динамику, тягово-сцепные свойства и проходимость агрегата.

При установившейся скорости движения уравнения равновесия звеньев агрегата в принятой системе координат имеют вид (рисунок 1):

- для навесного фрезформирующего оборудования:

$$\begin{aligned} -R_g \cdot \cos \nu - R_n \cdot \cos \psi + R_z \cdot f_1 + R_x &= 0; \\ R_g \cdot \sin \nu + R_n \cdot \sin \psi + R_n - G_m - R_z &= 0; \\ R_g \cdot [\cos \nu \cdot (z_{am} - z_{nm}) - \sin \nu \cdot (x_{nm} - x_{am})] + R_z \cdot [(x_l - x_{nm}) + (z_{nm} - z_n)] + R_x \cdot (z_{nm} + |z_p|) - \\ R_z \cdot (x_p - x_{nm}) - G_m \cdot (x_m - x_{ym}) &= 0; \end{aligned} \quad (1)$$

В системе из трех уравнений (1) три неизвестные величины: R_g, R_n, R_z .

- для трактора, учитывая, что действительное тяговое усилие ведущего моста можно представить разностью теоретического тягового усилия и условной силы сопротивления качению колес моста, запишем:

$$\begin{aligned} T_1(\delta_2) - R_1 \cdot f_2 + T_2(\delta_3) - R_2 \cdot f_3 - R_g \cdot \cos \nu - R_n \cdot \cos \psi &= 0; \\ R_1 + R_2 - G_T - R_g \cdot \sin \nu - R_n \cdot \sin \psi &= 0; \\ G_T \cdot x_T - R_1 \cdot [l + |x_{HT}|] - f_2 \cdot z_{HT} - T_1 \cdot z_{HT} - R_2 \cdot (|x_{HT}| - f_3 \cdot z_{HT}) - T_2 \cdot z_{HT} - \\ - R_g \cdot [\cos \nu \cdot (z_{BT} - z_{HT}) - \sin \nu \cdot (|x_{BT}| - |x_{HT}|)] &= 0; \end{aligned} \quad (2)$$

В случае заблокированного межосевого привода буксование колес переднего ведущего моста δ_2 определяется через буксование δ_3 колес заднего ведущего моста и конструктивное кинематическое несоответствие k_{n23} по известному выражению [5]. Тогда в системе уравнений (2) имеется также три неизвестные: R_1, R_2, δ_3 . Система уравнений (2) нелинейна и решается методом, изложенным в работе [5].

Заключение

Приведенная математическая модель учитывает различные условия движения, параметры фрезформирующего оборудования, трактора и позволяет определять: загрузку двигателя; буксование и тягу колес движителя; время и ускорения, а также возможность осуществления разгона; скорость движения после окончания разгона; крутящие моменты на валах трансмиссии; динамическую нагруженность фрикционных элементов. Разработанная математическая модель позволяет учесть влияние буксования колес движителя на рабочий процесс фрезы и пресса, производить оценку взаимного влияния параметров агрегата и режимов нагружения рабочих органов на эксплуатационные показатели агрегата, с целью выбора их рациональных значений и разработки системы управления активными рабочими органами для существенного снижения удельных энергозатрат. Модель обеспечивает получение характеристик привода активных рабочих органов. Их сравнение с результатами натурных испытаний агрегата позволяет оценить адекватность картины моделируемых процессов, происходящим во время работы агрегата. С помощью данной модели, реализованной на ПЭВМ выполняется расчетный анализ показателей агрегатирования колесного трактора, при различной комплектации шинами колес движителя, с фрезформирующим оборудованием различных компоновочных схем и параметров, с целью выбора наилучшего по показателям удельных энергозатрат и другим показателям качества рабочего процесса параметров навесного оборудования и параметров агрегатирования звеньев в составе МТА.

Литература

1. Ромашко Ю.В. Технические аспекты получения качественного мелкокускового торфяного топлива./ Ромашко Ю.В., Таяновский Г.А. // Современные проблемы механики торфа в процессах добычи и переработки: сб. трудов научн.-техн. конф. / БНТУ. — Минск: УП «Технопринт», 2002. — С. 114-119.
2. Таяновский Г., Калина А., Танась В. Mathematical model of a harvest combine for reception fuel chips from fast-growing plants// Teka commission of motorization and power industry in agriculture./Polish Academy of sciences branch in Lublin/ Volume VIII, Lublin, 2008, page 267-276.
3. Таяновский Г.А., Ромашко Ю.В. Моделирование динамики фрезформовочного агрегата на базе колесного трактора // Сб. докладов на НПК «Автотракторный факультет на рубеже столетий» - Мн.: УП «Технопринт», 2002. — 96 с., с. 40.
4. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение. — 1971.
5. Таяновский Г., Танась В. Distribution of loadings in transmission traction power means with all driving wheels and with system of pumping of trunks at work with hinged instruments // Teka commission of motorization and power industry in agriculture./Polish Academy of sciences branch in Lublin/ Volume VII, Lublin, 2007, page 217-224.

УДК 631.3.004

РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ТЕХНИЧЕСКИХ ОБСЛУЖИВАНИЙ ТРАКТОРОВ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ПО МЕСЯЦАМ ГОДА

Новиков А.В., Тимошенко В.Я. (БГАТУ)

Представлен анализ единиц учета наработки тракторов и методика планирования количества ТО тракторов.

Введение

Профессора Скотникова В.А. отличало видение далекой перспективы. Еще в 80-е годы прошлого века в статье [1] были проанализированы существовавшие в то время единицы учета наработки тракторов и даны их основные недостатки. Время показало, что его выводы актуальны и сейчас, в наше время, и на их основе можно с учетом соответствующих корректив планировать ТО тракторов.

Основная часть

Количество номерных периодических технических обслуживаний определяется за каждым трактором предприятия в отдельности. Исходными данными для этого являются:

- наработка трактора на начало планируемого года (данные предприятия);
- планируемый годовой объем механизированных работ трактора;
- шкала периодичности технического обслуживания.

В настоящее время наработка тракторов измеряется в условных эталонных гектарах (у.э.га) или в кг (л) израсходованного топлива.

Объем тракторных работ в у.э.га находят умножением отработанных нормо-смен (или нормо-часов) на эталонную производительность трактора данной марки за смену (или за час сменного времени). Этот объем принимают в качестве основной исходной величины для анализа эффективности работы машинно-тракторного парка (МТП), планирования материально-технического снабжения и затрат на техническое обслуживание (ТО) и ремонт тракторов. Достоверность наработки тракторов в у.э.га в первую очередь зависит от обоснованности норм выработки в хозяйстве.