

УДК. 630* 232.337

В.А. Якимов, Д.Г. Мясищев

Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова

Якимов Валерий Андреевич родился в 1987 г., окончил в 2009 г. Архангельский государственный технический университет, аспирант кафедры транспортных машин Северного (Арктического) федерального университета имени М.В. Ломоносова. Имеет 1 печатную работу в области механизации лесного хозяйства.
E-mail: valera.yakimov@gmail.com



Мясищев Дмитрий Геннадьевич родился в 1959 г., окончил в 1981 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры транспортных машин Северного (Арктического) федерального университета имени М.В. Ломоносова. Имеет более 30 печатных работ в области разработки, создания и исследования мобильных средств малой механизации лесного комплекса.
E-mail: d.myasishchev@narfu.ru



ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ КОМПОНОВКИ ЛЕСНОГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА НА ШАССИ 3-1/1

Рассмотрены вопросы посева хвойных культур на мелкоконтурных вырубках и в лесопарковых хозяйствах. Предложена математическая модель для оптимизации параметров посевного агрегата на шасси мотоцикла.

Ключевые слова: посевной агрегат, рубка, моташасси 3-1/1, математическая модель, оптимизация, расход топлива.

Действующий Лесной кодекс возлагает на арендатора (гражданина или юридическое лицо), получившего участок для заготовки древесины, обязанности по выполнению лесосечных и лесовосстановительных работ. Мелкий лесопользователь часто обладает ограниченными финансовыми возможностями для приобретения ресурсов (лесохозяйственных машин, энергоносителей, рабочей силы и т.д.).

Представленные на рынке машины и агрегаты ориентированы на посев семян промышленных пород древесины, как правило, на значительных площадях. Исходя из тенденции к увеличению количества малых фермерских хозяйств (например, в Швеции составляет площадь средней лесной фермы составляет 40...50 га), а также большого объема выгоревших лесных территорий (часто распределенных неравномерно, малыми площадями, труднодоступными для традиционной лесной техники), создаются предпосылки для поиска оригинальных технических решений в области лесовосстановления.

Проведенный ранее анализ конструкций лесного высевающего оборудования и тенденций его развития [5] показывает, что малой механизации уделяется недостаточное внимание. Для решения этой проблемы в качестве поискового варианта нами предложен не характерный для лесохозяйственных машин агрегат с компоновочной схемой 3-1/1. При этом предполагается использовать базовое шасси типа мотоцикл или мокик.

Данный агрегат может работать в условиях дренированных, очищенных и подготовленных соответствующим образом (без корчевки пней) лесных участков после сплошных вырубок площадью до 5 га.

Цель работы – с помощью математического моделирования на этапе обоснования проектных решений определить совокупность базовых компоновочных параметров агрегата, определяющих минимум энергоемкости технологического процесса посева семян, с учетом повышения его экологических качеств и экономической целесообразности:

снижение затрат на изготовление, эксплуатацию и транспортировку агрегата;

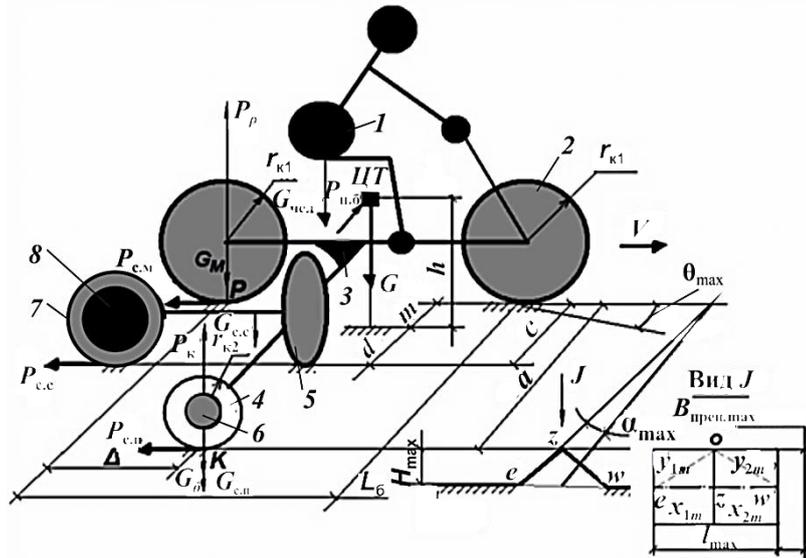
минимизация расхода топлива и, как следствие, вредного воздействия продуктов его сгорания на окружающую среду;

уменьшение энергозатрат на движение и маневрирование во время посева, что снижает отрицательное воздействие на лесной почвенный фон.

Модель строится по опытному образцу с компоновочной схемой шасси 3-1/1 и представляет собой механизированную систему «оператор – агрегат – среда функционирования» (см. рисунок), что предполагает необходимость использования положений системного анализа. Оператор 1 при выполнении технологического процесса посева управляет курсовой устойчивостью шасси 2 мускульной энергией. На фронтальной раме 3, имеющей выносную опору – фланговый колесный движитель 4 справа по ходу агрегата, скомпонованы следующие элементы конструкции: дисковый сферический сошник 5, балласт 6, опорный каток 7, высевающий аппарат 8.

Предлагаемая компоновка предполагает решение проблемы устойчивости при движении и маневрировании на низких скоростях, не препятствует работе передней и задней подвесок базового мотоцикла 2×1.

При построении модели используется ряд допущений: буксование и скольжение колес из-за малых скоростей движения не учитываются; ввиду предполагаемой однородности факторов, составляющих сопротивление движению от опорной поверхности агрегата при моделировании его прямолинейного перемещения, считаем опору машины горизонтальной поверхностью; предполагаемая однородность обрабатываемого лесного фона позволяет считать его сопротивление рабочему органу равным среднему значению; глубину обработки почвы под посев сферическим дисковым сошником в расчетах принимаем как среднюю величину с учетом многообразия взаимосвязей различных факторов процесса посева и специфики компоновки моделируемого агрегата; текущие препятствия типа «выступ» и «впадина» под правым по ходу движителем агрегата аппроксимируем в виде абсолютно жесткой равнобедренной треугольной



Расчетная компоновочная схема

призмы с заданными геометрическими параметрами; модель предполагает, что дискретные выступы и впадины лесного фона под правым движителем не накладываются друг на друга по курсу прямолинейного движения.

Потенциальные параметры варьирования в модели (см. рисунок): Δ – смещение положения бокового колеса вдоль базы тягового агрегата; a – фланговый вылет бокового опорного колеса (длина лучей-ребер пирамидальной конструкции рамы); c – расстояние между тяговым модулем агрегата и узлом крепления сошника на раме (все параметры приведены в метрах).

Подходы для построения модели взяты из тяговой и общей динамики лесных машин [4]. В качестве теоретической основы использованы фундаментальные законы сохранения энергии, сохранения количества движения и сохранения момента количества движения. Формальное построение модели базируется на методе координат [6].

Условием сохранения агрегатом прямолинейного движения является уравнивание моментов внешних сил относительно проекции центра тяжести на опорную плоскость $\sum M_{\text{ц.т.}} = 0$:

$$(c + d)P_{\text{с.м}} + dP_{\text{с.с}} - P_{\text{с.п}}((a - c) - d) = 0; \quad (1)$$

$$\begin{cases} P_{\text{с.м}} = f' G_{\text{с.м}}; \\ P_{\text{с.п}} = f'' G_{\text{с.п}}; \\ P_{\text{с.с}} = P_{\text{сш}} + f''' G_{\text{оп.к}} + f_{\text{бор}} G_{\text{бор}}; \\ P_{\text{сш}} = k_{\text{почв}} b_{\text{сш}} a_{\text{сш}} [2]; \\ b_{\text{сш}} = 2 \sin \gamma_{\text{ат}} \sqrt{a_{\text{сш}} (D_{\text{сш}} - a_{\text{сш}})} [2], \end{cases} \quad (2)$$

где d – расстояние от точки приложения сил сошника до проекции центра тяжести всего агрегата, м;
 $P_{с.м}$ – сила сопротивления движению тягового модуля агрегата, Н;
 $f', f'', f''', f_{бор}$ – соответствующие коэффициенты сопротивления движению;
 $G_{с.м}, G_{оп.к.}, G_{бор}, G_{с.п}$ – вес соответственно тягового агрегата, опорного колеса с высевающим аппаратом, боронки и правого движителя, Н;
 $P_{с.с}$ – суммарная сила, включающая сопротивление резанию сошника, качения опорного колеса с высевающим аппаратом и сопротивление волочению боронки (для упрощения модели прикладывается к месту крепления сошника), Н;
 $P_{с.п}$ – сила сопротивления движению правого бокового опорного колеса, Н;
 $P_{сш}$ – сила сопротивления резанию сошника, Н;
 $k_{почв}$ – коэффициент сопротивления резанию, учитывающий влажность и тип обрабатываемой почвы, Н/м²;
 $b_{сш}$ – средняя ширина захвата сошника, м;
 $a_{сш}$ – средняя по посевному гону глубина борозды от сошника, м;
 $\gamma_{ат}$ – угол атаки сошника;
 $D_{сш}$ – диаметр сошника, м.

Условием сохранения поперечной устойчивости объекта при плоском прямолинейном движении агрегата без наличия препятствий под правым колесным движителем являются соотношения, когда сумма моментов сил в т. Р относительно ведущего колеса $\sum M_p = 0$. Исходя из этого, имеем

$$G_{с.с}c + G_{с.п}a = Gm; \quad (3)$$

$$\begin{cases} G_{с.п} = G_k + G_б; \\ G_k = G_{к1} + \frac{1}{3} G_{рамы}; \\ G_{с.м} = G_{чел} + G_m + \frac{2}{3} G_{рамы}; \\ G = G_{с.м} + G_{с.с} + G_{с.п}; \\ G_{рамы} = 3a\gamma_{п.м}, \end{cases} \quad (4)$$

где $G_{с.с}$ – вес сошника со ступицей без учета веса высевающего аппарата с его опорным колесом и боронки, Н;
 G – эксплуатационный вес агрегата, Н;
 m – расстояние от продольной плоскости тяговой машины (мотошасси 2×1) до центра тяжести всего агрегата, м;

- G_k – вес, приходящийся на правое опорное колесо агрегата, Н;
 G_6 – вес дополнительного балласта, закрепленного на опорном колесе, Н;
 G_{k1} – вес флангового опорного колеса агрегата, Н;
 $G_{рамы}$ – вес сварной рамы, которая в расчете рассматривается как равнобедренная трехгранная пирамида с вершиной, приходящейся на опорное колесо, Н;
 $G_{чел}$ – средний вес человека-оператора, Н;
 G_m – эксплуатационный вес тягового модуля агрегата, Н;
 $\gamma_{п.м}$ – вес погонного метра материала луча боковой фермы, Н/м.
 С учетом условий (4) из формулы (3) находим:

$$m = c + d = \frac{G_{с.с}c + G_{с.п}a}{G_{с.м} + G_{с.с} + G_{с.п}}. \quad (5)$$

Для расчета необходимой массы балласта рассматриваем расчетный неблагоприятный случай – переезд выступа с параметрами H_{\max} (высота максимального препятствия, м), l_{\max} (его протяженность, м) и $B_{\text{преп.мах}}$ правым опорным колесом. При этом агрегат отклоняется в поперечной плоскости на угол α_{\max} , который рассчитывается как

$$\alpha_{\max} = \sin^{-1} \frac{H_{\max}}{a}. \quad (6)$$

В данной ситуации идеализированная проекция траектории точки центра для площади контакта опорного колеса в продольном плоскостепенном направлении движения агрегата имеет меньшую протяженность, чем для ведущего колеса шасси. Это вызвано тем, что опорное колесо проходит за время t некоторый путь S_{\max} , двигаясь по препятствию протяженностью l_{\max} (см. рисунок), а ведущее колесо – некоторый путь L , равный произведению времени взаимодействия опорного колеса с препятствием (t) и линейной скорости агрегата (V). Возникающий при этом увод агрегата от прямолинейного курса оператор компенсирует поворотом управляемого колеса на угол стабилизации θ_{\max} .

Рассмотрим случай переезда возвышенности, так как опрокидывание агрегата через правый движитель при переезде им впадины маловероятно. Когда возвышенность преодолена, агрегат продолжает прямолинейное движение по заданному курсу. Следует оценить радиус вынужденного поворота агрегата $R_{\text{пов.мах}}$ при переезде экстремального препятствия высотой H_{\max} .

Для нахождения $R_{\text{пов.мах}}$ рассмотрим треугольные сечения препятствия eow и $e'zw$ – равнобедренные треугольники с основанием l_{\max} . Идеализируем процесс таким образом, чтобы выносное опорное колесо двигалось по сторонам eo и ow треугольника eow :

$$R_{\text{пов.мах}} = \frac{1}{2} \left[\frac{L_6}{\theta} + \frac{L_6 - \Delta}{\theta} \right]; \quad (7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{\max} = \tan^{-1} \frac{2H_{\max}}{l_{\max}} ; \\ x_{1m} = x_{2m} = \frac{H_{\max}}{\sin \beta_{\max}} ; \\ y_{1m} = y_{2m} = \sqrt{x_{1m}^2 + \left(\frac{B_{\text{преп. max}}}{2} \right)^2} ; \\ S_{\max} = y_{1m} + y_{2m} ; \\ \theta_{\max} = \tan^{-1} \left(\frac{S_{\max} - l_{\max}}{a} \right) , \end{array} \right. \quad (8)$$

где $R_{\text{пов. max}}$ – потенциальный радиус поворота шасси, соответствующий H_{\max} , оценивается как среднее радиусов поворота заднего ведущего колеса и выносного опорного, м;

$L_{\text{б}}$ – база тягового модуля агрегата, м;

β_{\max} – угол у основания равнобедренного треугольника с проекцией ezw ;

x_{1m}, x_{2m} – длины граней равнобедренного треугольника с проекцией ezw , м;

y_{1m}, y_{2m} – длины сторон равнобедренного треугольника eow , м;

$B_{\text{преп. max}}$ – ширина максимального расчетного препятствия, м;

S_{\max} – моделируемый путь, пройденный правым боковым движителем при преодолении препятствия, м.

Из условия непотери контакта при вынужденном повороте направо с радиусом $R_{\text{пов. max}}$ следует, что от опорной поверхности движителя реакция в т. K (см. рисунок) должна быть $P_k \geq 0$. Рассмотрим крайний случай, когда $P_k = 0$, при этом поперечная устойчивость агрегата будет достигнута, если сумма моментов относительно т. P в поперечной плоскости, проходящей через центр тяжести машины, $\sum M_p = 0$:

$$G \cos \alpha_{\max} m - P_{\text{цб}} = 0; \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{\text{цб}} = \frac{G}{g} \omega^2 R_{\text{пов. max}} h; \\ \omega = \frac{V}{R_{\text{пов. max}}} , \end{array} \right. \quad (10)$$

где $P_{\text{цб}}$ – центробежная сила, возникающая при повороте агрегата, Н;

ω – угловая скорость агрегата относительно центра поворота, с^{-1} ;

$R_{\text{пов. max}}$ – радиус поворота при переезде возвышенности H_{\max} , м;

g – ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

h – высота центра тяжести машины, м;

V – линейная поступательная скорость агрегата, м/с.

Выразив m из формул (9), (10) и подставив в соотношение (3) с учетом связей (4), находим

$$G_6 = \frac{G_{с.с}(c-A) + G_k(a-A) - A G_{с.м}}{A-a}. \quad (11)$$

Здесь A – промежуточный параметр расчета, м,

$$A = \frac{hV^2}{R_{пов.мак} q \cos \alpha_{мак}}. \quad (12)$$

Для увеличения устойчивости при нагрузках в реальных условиях (возможный коэффициент динамичности) априори принимаем в дальнейших расчетах удвоенное значение G_6 .

В последующих математических выкладках для энергетических детерминированных оценок процесса посева исходные данные относим к усредненному выступу высотой $H_{в.ср}$, протяженностью $l_{в.ср}$ и шириной $B_{в.ср}$ по курсу движения бокового колеса, а также впадине глубиной $H_{вп.ср}$, протяженностью $l_{вп.ср}$, и шириной $B_{вп.ср}$, и полученным в ходе моделирования соответствующим данным $R_{в.пов}$ и $\theta_{в.ср}$ для выступа и $R_{вп.пов}$ и $\theta_{вп.ср}$ для впадины, которые определяются аналогично рассмотренному выше подходу.

Из соответствия (1) выразим d :

$$d = \frac{P_{с.п} a - m(P_{с.м} + P_{с.п})}{P_{с.с}}. \quad (13)$$

Уточняя при найденном весе балласта значение $P_{с.с}$, находим адаптированное положение сошника относительно мотопасси агрегата:

$$c_{утч} = m - d. \quad (14)$$

Для нахождения параметров топливной экономичности необходимо найти механическую работу, затрачиваемую двигателем агрегата на преодоление одного препятствия (выступа и впадины по пути движения). Она складывается из работы от сопротивления резанью сошника; работы, затрачиваемой для поворота заднего и бокового колес при переезде выступа на угол $\theta_{в.ср}$; затрат на сообщение кинетической энергии агрегату в разных режимах функционирования.

Рассчитаем затраты энергии оператором на поворот управляемого колеса мотопасси для адаптации машины к заданному прямолинейному направлению движения при взаимодействия системы с препятствием. Так как рама, соединяющая остоу двухколесного шасси с правым движителем, жесткая, заднее ведущее и боковое опорное колеса будем рассматривать как заднюю тележку:

$$A'_1 = M_{пер} \theta_{в.ср}; \quad (15)$$

$$A_2 = A'_2 + A''_2 + E_{к.п}; \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{пер}} = \frac{\mu}{4,2} \sqrt{\frac{G_{\text{к.п}}^3}{P_{\text{ш}}}}; \\ G_{\text{к.п}} = \frac{1}{3} (G_{\text{чел}} + G_{\text{м}}); \\ A'_2 = 2M_{\text{зад}} \theta_{\text{в.ср}}; \\ A''_2 = 2P_{\text{сш}} c_{\text{утч}} \theta_{\text{в.ср}}; \\ M_{\text{зад}} = \frac{\mu G' a^2 b' k_{\text{б}}}{R_{\text{в.пов}} r_{\text{к}}}; \\ G' = \frac{2}{3} G_{\text{с.м}} + G_{\text{с.п}}; \\ b' = \frac{b_{31} + b_{32}}{2}; \\ r_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к1}} + r_{\text{к2}}}{2}; \\ r_{\text{к1}} = 0,5D_{\text{к1}} + \lambda_{\text{ш}} B_{\text{ш1}}; \\ E_{\text{к.п}} = \frac{G(a-m)^2 (\theta_{\text{в.ср}} V)^2}{g s_{\text{ср}}^2}, \end{array} \right. \quad (17)$$

- где A'_1 – работа оператора на поворот переднего колеса на угол $\theta_{\text{в.ср}}$ при переезде выступа и возврат управляемого колеса в прежнее положение, Дж (расчет работы оператора на впадинах A'_1 производится аналогично);
- $M_{\text{пер}}$ – момент, возникающий при повороте переднего колеса в ходе маневра агрегата [3], Н·м;
- μ – коэффициент сопротивления повороту пневматических колес шасси;
- $G_{\text{к.п}}$ – вес моторного модуля агрегата, приходящийся на переднее колесо, Н;
- $p_{\text{ш}}$ – давление воздуха в шине переднего колеса, Па;
- A_2, A'_2, A''_2 – работа двигателя на преодоление сопротивлений прямолинейному движению от фактора текущего выступа поверхности лесного фона: суммарная механическая работа, приходящиеся на маневры шасси при переезде выступа от заднего и среднего колес и сошника соответственно, Дж;
- $M_{\text{зад}}$ – момент, возникающий при повороте задней тележки во время преодоления препятствия, Н·м ;
- G' – вес, приходящийся на заднюю тележку, Н;
- b', b_{31}, b_{32} – ширина колес в задней тележке: средняя, ведущего и опорного колес соответственно, м;

- k_6 – коэффициент блокировки задней тележки;
 r_k, r_{k1}, r_{k2} – расчетные радиусы колес в тележке: средний, ведущего и опорного колес соответственно (r_{k2} находится аналогично r_{k1}), м;
 D_{k1} – диаметр обода ведущего колеса, м;
 $\lambda_{ш}$ – коэффициент деформации шины;
 $B_{ш1}$ – ширина профиля шины ведущего колеса, м;
 $E_{к.п}$ – кинетическая энергия агрегата при маневре относительно правого опорного колеса, Дж;
 $s_{ср}$ – путь, пройденный правым движителем при переезде средне-статистического выступа, рассчитывается аналогично S_{max} , м.

Из полученных математических соотношений можно прогнозировать затраты топлива, выражая их через механическую работу A_2 , которую реализует энергетическая установка данного агрегата. В нашем случае это энергия, затраченная на один маневр (или иначе – на преодоление среднестатистического по параметрам выступа):

$$q_{в.ср} = \frac{A_2}{H_u \eta_e \eta_{т.м}}. \quad (18)$$

где $q_{в.ср}$ – количество топлива, израсходованное на переезд одного идеализированного среднего препятствия, кг;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

η_e – эффективный КПД двигателя шасси;

$\eta_{т.м}$ – механический КПД системы «рулевой привод + трансмиссия» агрегата.

Расчет расхода топлива $q_{вп.ср}$ для преодоления одной усредненной впадины на опорной поверхности посевного гона под правым движителем технологического модуля производится аналогично.

Количество затраченного топлива и энергию человека на технологический процесс необходимо привести к 1 га обрабатываемой площади. Задана средняя скорость агрегата при посеве (V , м/ч). Принимаем в модели частоту появления под правым движителем средних высоты возвышенностей (v_v) и углублений (впадин) ($v_{вп}$) (в штуках на 1 м по ходу движения). Площадку в 1 га рассматриваем как квадрат со стороной 100 м. Зная $q_{в.ср}$, находим расход топлива во время работы агрегата суммированием количества топлива на переезд всех выступов на площади в 1 га:

$$G_{в.ср} = q_{в.ср} v_v \frac{10^4}{K_r}, \quad (19)$$

где $G_{в.ср}$ – суммарный расход топлива на переезд выступов, кг/га;

K_r – технологически заданное расстояние между строчками посева на 1 га, м.

Общее количество топлива на преодоление средних впадин $G_{вп.ср}$ находится алогично.

В общий расчет потребления энергоносителя также входит энергоёмкость двигателя внутреннего сгорания агрегата при посеве в условиях прямолинейного движения без препятствий ($G_{дв.п}$, кг/ч) [1]:

$$G_{дв.п} = \frac{3,6\omega_{к.в}M_e}{\eta_e H_u}; \quad (20)$$

$$\begin{cases} M_e = P_{к.а} \frac{r_{к1}}{i_{тр} \eta_{тр}}; \\ P_{к.а} = f' G_{с.м} \cos \alpha_{укл} + P_{с.с} + f' G_{с.п}, \end{cases} \quad (21)$$

где $\omega_{к.в}$ – угловая частота вращения коленчатого вала двигателя агрегата, рад/с;
 M_e – эффективный крутящий момент на коленчатом валу двигателя в режиме посева, Нм;
 $P_{к.а}$ – сила тяги агрегата на ведущем колесе в режиме посева, Н;
 $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии агрегата в режиме посева;
 $\eta_{тр}$ – общее КПД трансмиссии агрегата;
 $\alpha_{укл}$ – угол направляющего уклона рабочего участка, где производится высев, рад.

Из полученных зависимостей находим расход топлива ($G_{опр}$, кг) только на прямолинейное движение с учетом двух технологических разворотов в конце строчки посева (посевого гона) на всем участке в 1 га:

$$G_{опр} = 10^4 \left(\frac{1}{K_r} + 0,022 \right) \frac{G_{дв.п}}{V}. \quad (22)$$

Затраты топлива на реализацию кинетической энергии движения в данном описании не учитываются в связи с их незначительностью.

Оценим общий расход топлива на посев 1 га, (G_o , кг). Расход на преодоление всех препятствий (выступы и впадины) обозначим как $G_{преп}$ и найдем его долю в процентах от G_o . Таким образом, в итоге оценим энергетическую потребность в топливе (относительный расход топлива) всего агрегата в целом на 1 га (проектный) посевной площади вырубki:

$$G_o = G_{опр} + G_{преп}; \quad (23)$$

$$G_{преп} = G_{в.сп} + G_{вп.сп}; \quad (24)$$

$$\Delta = \frac{G_{преп}}{G_o} 100 \%. \quad (25)$$

Работа оператора, затраченная на управление при маневрировании агрегата на участке площадью 1 га ($A_{оп}$, Дж):

$$A_{оп} = A'_1 v_b \frac{10^4}{K_r} + v_{вп} A'_1 \frac{10^4}{K_r}. \quad (26)$$

Основываясь на обоснованных авторами исходных данных об исследовании технологического процессе (экспериментальный образец посевного агрегата на шасси мокика ЗИД-50, предполагаемая среда его применения, совокупность лесохозяйственных требований к рассматриваемому лесовосстанов-

лению в целях апробации предлагаемой модели), для модели были выбраны входные параметры и характеристики.

В ходе компьютерного тестирования модели было исследовано влияние варьирования входных компоновочных параметров a , Δ и c (см. рисунок) на исследуемые компоненты прогнозируемого расхода топлива. На данном этапе было использовано по 3 значения каждого параметра из конструктивно реализуемых диапазонов:

$$\begin{cases} a = 0,5 \dots 1,0 \dots 1,5; \\ \Delta = 0,0 \dots 0,5 \dots 1,0; \\ c = 0,3 \dots 0,7 \dots 1,0. \end{cases} \quad (27)$$

Предварительно модель варьировали 27 раз для поиска совокупности возможных оптимальных значений a , Δ и c по минимуму показателя качества G_0 (23).

Выводы

Разработанная математическая модель позволяет исследовать влияние компоновочных параметров a , Δ и c в задаче тестирования агрегата по показателю энергетической эффективности. В связи с тем, что для параметров a и Δ наблюдаются оптимумы в центральных значениях диапазонов ($G_0 = 0,342$ кг, $\%_{\text{пр}} = 5,44$) возможно использование данной модели при оптимизации проектных решений рассматриваемого оборудования на этапе проектирования. Параметры a и Δ следует обосновывать нелинейными методами оптимизации, например эвристическими. Как выяснилось, показатель c рекомендуется при расчете технологического оборудования по представленной модели брать конструктивно минимально возможным по компоновочным соображениям, чтобы снизить энергетическую нагрузку от сошника на тяговый агрегат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антипин В.П., Десятов А.Н. Часовой расход топлива трелевочным трактором в условиях эксплуатации // Повышение потенциальных свойств машин и механизмов лесного комплекса: межвуз. сб. науч. тр. СПб.: Изд-во СПб ГЛТА, 2001. С. 13–19.
2. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: учеб. пособие. Челябинск: ЧГАА, 2010. 203 с.
3. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1972. 120 с.
4. Лесные машины / Г.М. Анисимов [и др.] (под ред. д-ра техн. наук, проф. Анисимова Г.М.). М.: Лесн. пром-сть, 1989. 512 с.
5. Мясницев Д.Г. Механизация лесохозяйственных работ агрегатами на основе специализированного мотоблока: моногр. СПб.: Изд-во СПб ГЛТА. 2005. 206 с. Деп. ВИНТИ 15.04.05, № 518 – В2005.
6. Понтрягин Л.С. Знакомство с высшей математикой. Метод координат. М.: Наука, 1987. 129 с.

Поступила 15.01.11

V.A. Yakimov, D.G. Myasishchev

Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov

Setting Optimization Task for Assembling Forest Seeder on Walking Tractor Chassis

Problems of sowing coniferous cultures in small felling areas and aesthetic forestries have been considered. A mathematical model for parameter optimization of seeder on motorcycle chassis has been suggested.

Key words: seeder, felling area, motorchassis 3-1/1, mathematical model, optimization, fuel consumption.
