

## ТЕХНОЛОГИИ И МАШИНЫ ЛЕСНОГО ДЕЛА

УДК 630.232.22

DOI: 10.15350/2306-2827.2017.1.50

### МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОПУЛЬСАЦИОННОГО ПРИВОДА МАШИНЫ ДЛЯ ВЫКОПКИ ПОСАДОЧНОГО МАТЕРИАЛА С ПОЧВЕННЫМ КОМОМ В ЛЕСНЫХ ПИТОМНИКАХ

*П. И. Попиков, Д. Ю. Дручинин, В. П. Попиков, А. В. Бакаев*

Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова,  
Российская Федерация, 394087, Воронеж, ул. Тимирязева, 8  
E-mail: druchinin.denis@rambler.ru

*Представлена эколого- и ресурсосберегающая технология проведения лесокультурных, лесовосстановительных и озеленительных работ с использованием посадочного материала, пересаживаемого с комом почвы. Обозначена возможность использования гидропульсационного привода в конструкции машины для получения крупномерных саженцев с целью повышения эффективности и качества выкопки растений. Описана конструкция гидравлического пульсатора в составе выкопочногo оборудования. Приведена методика математического моделирования исследуемого процесса для дальнейшего проведения теоретических исследований работы гидропульсационного привода машины для выкопки посадочного материала с почвенным комом. Показаны особенности моделирования гидравлической подсистемы и ножа машины, а также корневой системы выкапываемого саженца.*

**Ключевые слова:** крупномерный посадочный материал; выкопка саженцев с комом почвы; машина для выкопки саженцев; гидропульсационный привод; гидравлический пульсатор; моделирование; математическая модель.

**Введение.** Лесокультурные и лесовосстановительные работы с учётом постоянно возрастающих объёмов заготовки древесины и масштабных лесных пожаров последних лет требуют интенсивных методов производства посадочного материала высокого качества. На основе эколого- и ресурсосберегающей технологий в настоящее время при выполнении данных работ в производственных масштабах используются крупномерные саженцы – посадочный материал в возрасте от трёх лет и более, выкопку которого целесообразно производить, сохраняя почву вокруг корневой системы растения. Он имеет ряд

существенных преимуществ перед обычными сеянцами и саженцами:

- хорошо приживается на новом месте;
- более конкурентоспособен в борьбе с травяной и нежелательной древесной растительностью (малоценными породами);
- устойчив к болезням и вредителям по сравнению с культурами из питомника;
- позволяет ликвидировать сезонность в посадочных работах;
- сокращает объём работ по подготовке почвы при посадочных работах и дальнейшим уходам за растениями[1–3].

© Попиков П.И., Дручинин Д. Ю., Попиков В. П., Бакаев А. В., 2017.

**Для цитирования:** Попиков П. И., Дручинин Д. Ю., Попиков В. П., Бакаев А. В. Моделирование рабочего процесса гидропульсационного привода машины для выкопки посадочного материала с почвенным комом в лесных питомниках // Вестник Поволжского государственного технологического университета. Сер.: Лес. Экология. Природопользование. 2017. № 1 (33). С. 50–60. DOI: 10.15350/2306-2827.2017.1.50

Применяемый для озеленения населённых пунктов и создания ландшафтного дизайна службами благоустройства и специализированными организациями посадочный материал – это также, в основном, крупномерные саженцы с комом почвы, предоставляющие возможность «точечного» обновления городских зелёных насаждений, парков и скверов – замену погибших деревьев и реализацию практически любого замысла дизайнера в рамках использования в проекте великовозрастных древесных растений [1].

Осуществление больших объёмов лесовосстановительных и озеленительных работ в сжатые сроки возможно только с помощью средств механизации. В настоящее время в лесном комплексе для получения посадочного материала в лесопитомниках широко применяются машинные технологии с применением выкопочных технических средств, которые более полно отвечают современным экологическим требованиям. Общим недостатком выкопочных орудий является большая энергоёмкость и низкие качественные показатели рабочего процесса (высокие усилия резания; обрывы и размочаливание корней растений при выкопке; несохранность почвенной глыбки). На современном этапе развития лесной отрасли одними из наиболее важных проблем являются снижение энергозатрат на выполнение технологических процессов и уменьшение металлоёмкости агрегатов. Исследованиями установлено, что наложение знакопеременных нагрузок положительно влияет как на снижение усилий на исполнительных механизмах лесных машин, так и на качество показателей рабочего процесса. В связи с этим целесообразно использовать гидропульсационный привод в конструкциях отечественных выкопочных орудий для повышения эффективности и качества процесса получения крупномерного посадочного материала [4–9].

**Целью** данной работы является проведение теоретических исследований рабочего процесса гидропульсационного привода машины для выкопки саженцев с

комом почвы для определения оптимальных конструктивных и технологических параметров гидропульсатора.

**Задача** исследований состоит в разработке математической модели процесса выкопки крупномерного саженца машиной с гидропульсационным приводом.

**Материалы и методы.** Конструкция машины для выкопки посадочного материала с почвенным комом (рис. 1, а) [10], включающая спаренные гидроцилиндры 1, раму 2, навесное устройство 3, вертикальные стойки 4, лезвия 5, полуковш 6 и шарниры 7, позволяет создавать пульсирующую нагрузку на поршни гидроцилиндров при номинальном давлении в гидросистеме за счёт гидропульсатора.

Гидравлический пульсатор (рис. 1, б) [11] содержит корпус 1, в котором расположен распределительный золотник 2, выполненный в виде вала с двумя взаимно параллельными отверстиями 3. Для устранения перетекания жидкости на валу золотника 2 предусмотрено уплотнение 4. Вал золотника имеет кинематическую связь с валом гидромотора 5. Корпус 1 жёстко соединён с распределительной панелью 6, в которой имеются обратные клапаны 7 и 8, гидровентиль 9.

Рабочая жидкость из входной полости пульсатора под номинальным давлением  $P_n$  поступает в гидромотор 5, который вращает вал золотника 2, расположенный в корпусе 1, а из гидромотора жидкость поступает под давлением  $P_c$  на слив в бак. Из входной полости пульсатора через взаимно параллельные отверстия золотника масло одновременно поступает под номинальным давлением  $P_n$  через обратные клапаны 7, 8 при пульсирующем давлении  $P_n$  в рабочие полости силовых гидроцилиндров, поршни которых совершают колебательное движение при рабочем повороте полуковша 6, обеспечивая выкопку саженца с минимальными энергозатратами. При холостом повороте полуковша пульсирующая нагрузка отсутствует, так как поток рабочей жидкости проходит, минуя пульсатор, что сохраняет целостность почвенного кома.

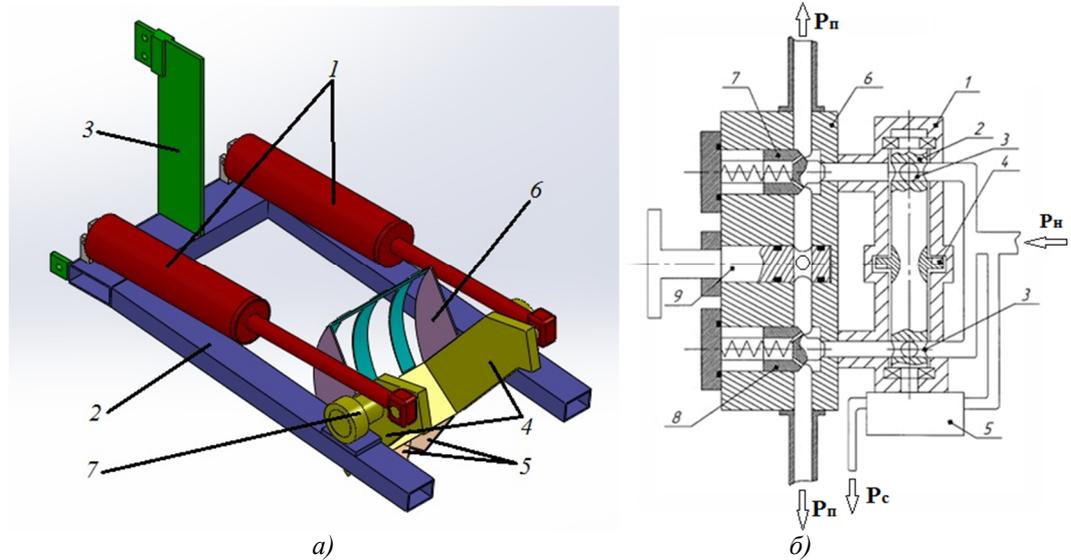


Рис. 1. Схемы: а – машина для выкопки посадочного материала с почвенным комом: 1 – спаренные гидроцилиндры, 2 – рама, 3 – навесное устройство, 4 – вертикальные стойки, 5 – лезвия, 6 – полуковши, 7 – шарниры; б – гидравлический пульсатор: 1 – корпус, 2 – золотник, 3 – взаимно параллельные отверстия, 4 – уплотнение, 5 – гидромотор, 7 и 8 – обратные клапаны; 9 – гидровентиль

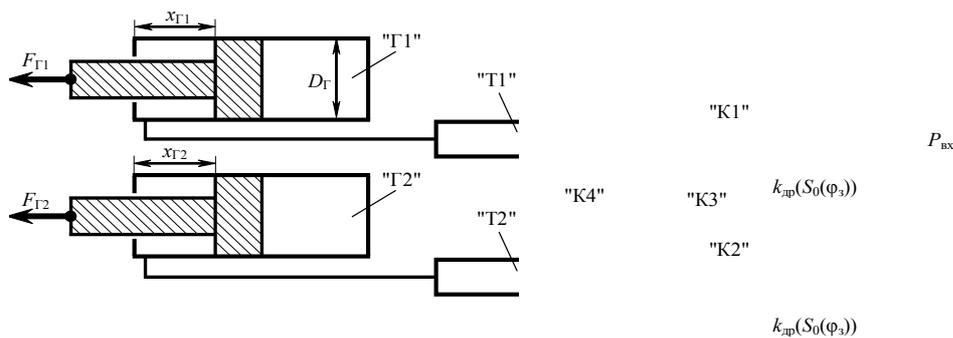


Рис. 2. Схема гидравлической подсистемы модели

Для упрощения процесса моделирования гидравлическую подсистему целесообразно представить как совокупность полостей (гидроцилиндров, трубопроводов), золотника гидропульсатора в виде дросселей с переменными параметрами и обратных клапанов (рис. 2).

Моделирование гидравлической подсистемы основано на анализе изменения объёмов  $V_m$  различных полостей ( $m$  – означает индекс полости) в процессе работы машины. При этом давление  $P_m$  в полости  $m$  изменяется в соответствии с зависимостью:

$$\frac{dP_m}{dV_m} = -\frac{E}{V_m}, \quad (1)$$

где  $E$  – объёмный модуль упругости рабочей жидкости.

Если различаются давления в двух полостях  $i$  и  $j$ , гидравлически соединённых между собой, необходимо воспроизвести перетекание рабочей жидкости из полости в полость. При этом расход  $Q_{ij}$  определяется по известной формуле:

$$Q_{ij} = k_{ij} \text{sign}(P_i - P_j) \sqrt{|P_i - P_j|}, \quad (2)$$

где  $i$  и  $j$  – индексы полостей;  $k_{ij}$  – коэффициент дросселирования;  $\text{sign}(x)$  – функция, возвращающая знак переменной  $x$  для учёта направления движения жидкости.

Эта формула используется как для дросселей (коэффициент дросселирования достаточно мал), так и для трубопроводов (коэффициент дросселирования велик).

Дросселирование между полостями происходит через круглое сечение, поэто-

му коэффициент дросселирования определяется через эффективный диаметр  $d_{ij}$  отверстия по формуле:

$$k_{ij} = \mu \frac{\pi d_{ij}^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (3)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\gamma$  – удельный вес рабочей жидкости.

Для косвенного учёта возможности трубопроводов упруго расширяться под влиянием давления в модель введён коэффициент  $E_T$  упругости гибких трубопроводов и рабочей жидкости.

Вращение вала золотника приводит к изменению характера перекрытия канала с входным и выходным отверстиями (рис. 3). Соответственно изменяется площадь  $S_o$  эффективного отверстия дросселя, которым в модели представляется каждый канал золотника.

В приближении круглой формы впускного, выпускного отверстий и сечения пропускного канала золотника площадь  $S_o$  представляет собой суммарную площадь сегментов, ограниченных отрезком  $AB$  (см. рис. 3), построенным на точках пересечения окружностей  $A$  и  $B$ . Площадь каждого сегмента рассчитывается как разность площадей соответствующих сектора и треугольника:

$$S_{сег} = S_{сек} - S_{тр}. \quad (4)$$

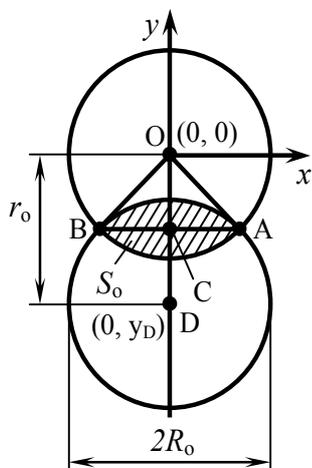


Рис. 3. К расчёту площади перекрытия отверстий золотника

Для расчёта искомой площади  $S_o$  методами аналитической геометрии используется система координат  $xOy$ , точка нулевого отсчёта которой совпадает с центром  $O$  неподвижной окружности, а вертикальная ось  $y$  совпадает с направлением движения подвижной окружности.

В процессе вращения вала золотника изменяется расстояние  $r_o$  (на развёртке, рис. 3). Координаты  $x_A$ ,  $y_A$  точки  $A$ , определяющей длину сегмента, рассчитываются по формулам:

$$x_A = \sqrt{R_o^2 - y_A^2}; \quad y_A = \frac{y_D}{2}; \quad (5)$$

где  $y_D$  – ордината точки  $D$ ,  $R_o$  – радиус окружности.

Для определения площади сектора  $AOB$  найдём предварительно угол  $AOB$ :

$$\angle AOB = 2 \arctg \frac{x_A}{-y_A}. \quad (6)$$

Тогда площадь сектора  $S_{сек}$  определяется следующим образом:

$$S_{сек} = \pi R_o^2 \frac{\angle AOB}{2\pi}. \quad (7)$$

Окончательная формула для площади отверстия золотника:

$$S_o = 2(S_{сек} - S_{тр}) = 2 \left( R_o^2 \frac{\angle AOB}{2} - 2 \cdot \frac{1}{2} x_A (-y_A) \right);$$

$$S_o = 2R_o^2 \left( \arctg \frac{x_A}{-y_A} \right)_{рад} + 2x_A y_A, \quad (8)$$

где обозначение  $\left( \arctg \frac{x_A}{-y_A} \right)_{рад}$  означает,

что арктангенс выражается в радианах.

Учитывая, что при вращении вала золотника  $x_A$  и  $y_A$  зависят от  $y_D$ , а  $y_D$ , в свою очередь, зависит от времени ( $y_D = \omega_B R_B t$ ), то формула, задающая зависимость площади отверстия золотника от времени, имеет следующий вид:

$$S_0 = -2R_0^2 \left( \operatorname{arctg} 2 \sqrt{\frac{R_0^2}{(\omega_B R_B t)^2} - \frac{1}{4}} \right)_{\text{пад}} + \sqrt{R_0^2 - \frac{(\omega_B R_B t)^2}{4}} \omega_B R_B t \quad (9)$$

Рассчитанная по изложенной методике зависимость площади отверстия золотника от времени представлена на рис. 4. На графике дополнительно учтена площадь проточки  $S_n$ , несколько увеличивающей эффективную площадь сечения и «поднимающая» график. На графике обозначение  $T_{\Pi}$  – длительность одного пика,  $T_{ГП}$  – период вращения вала гидропульсатора, за который отверстие в золотнике два раза пропускает рабочую жидкость и соответственно формирует два импульса давления.

При работе гидропульсационного привода происходит изменение параметров гидросистемы и движение рабочей жидкости между элементами гидросистемы. Во-первых, изменяются объёмы поршневых полостей  $V_{Г1}$  и  $V_{Г2}$  из-за движения поршней гидроцилиндров под действием сил, передаваемых от контакта с корневой системой и силы со стороны рабочей жидкости, поэтому на каждом шаге численного интегрирования дифференциальных уравнений, лежащих в основе модели, необходимо производить расчёт текущих объёмов полостей по следующим формулам:

$$V_{Г1} = \frac{\pi}{4} (D_{Г}^2 - D_{Ш}^2) x_{Г1}; \quad (10)$$

$$V_{Г2} = \frac{\pi}{4} (D_{Г}^2 - D_{Ш}^2) x_{Г2},$$

где  $D_{Г}$  – внутренний диаметр гидроцилиндра;  $D_{Ш}$  – диаметр штока гидроцилиндра;  $x_{Г1}$  и  $x_{Г2}$  – координаты поршней в первом и втором гидроцилиндрах.

В модели принято допущение, что объёмы трубопроводов  $V_{Т1}$  и  $V_{Т2}$  не изменяются с течением времени и одинаковы ( $V_{Т1} = V_{Т2} = V_T = \text{const}$ ), а их упругость учитывается эффективным модулем упругости жидкости в трубопроводе  $E_T$ . Во-вторых, с течением времени изменяются коэффициенты дросселирования  $k_{др}$  в золотниковом узле из-за вращения вала золотника, поэтому на каждом шаге интегрирования необходимо рассчитывать коэффициент дросселирования  $k_{др}$  в золотнике (принято допущение, что коэффициенты дросселирования по обоим каналам одинаковы):

$$k_{др} = \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \left( \sqrt{R_0^2 - \frac{(\omega_B R_B t)^2}{4}} \omega_B R_B - 2R_0^2 \left( \operatorname{arctg} 2 \sqrt{\frac{R_0^2}{(\omega_B R_B t)^2} - \frac{1}{4}} \right)_{\text{пад}} \right), \quad (11)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\gamma$  – удельная сила тяжести рабочей жидкости,  $\omega_e$  – угловая скорость вращения золотника,  $R_0$  – радиус отверстия в золотнике.

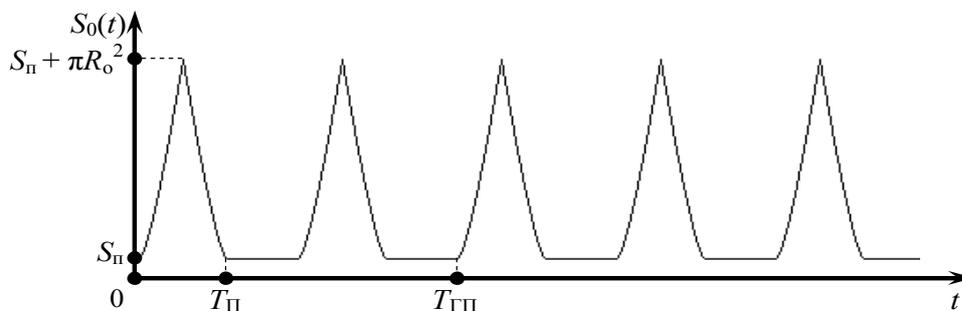


Рис. 4. Зависимость площади отверстия золотника от времени

С учётом схемы гидравлической подсистемы (рис. 2) возможны следующие варианты перетекания жидкости:

- перетекание  $T1 \rightarrow \Gamma 1$ :

если  $P_{T1}^r > P_{\Gamma 1}^r$ , то

$$\begin{cases} V_{T1}^r = V_{T1}^{r-1} - k_{TT} \sqrt{P_{T1}^r - P_{\Gamma 1}^r} \Delta t; \\ V_{\Gamma 1}^r = V_{\Gamma 1}^{r-1} + k_{TT} \sqrt{P_{T1}^r - P_{\Gamma 1}^r} \Delta t; \end{cases} \quad (12)$$

- перетекание  $\Gamma 1 \rightarrow T1$ :

если  $P_{\Gamma 1}^r > P_{T1}^r$ , то

$$\begin{cases} V_{T1}^r = V_{T1}^{r-1} + k_{TT} \sqrt{P_{\Gamma 1}^r - P_{T1}^r} \Delta t; \\ V_{\Gamma 1}^r = V_{\Gamma 1}^{r-1} - k_{TT} \sqrt{P_{\Gamma 1}^r - P_{T1}^r} \Delta t; \end{cases} \quad (13)$$

- перетекание  $T2 \rightarrow \Gamma 2$ :

если  $P_{T2}^r > P_{\Gamma 2}^r$ , то

$$\begin{cases} V_{T2}^r = V_{T2}^{r-1} - k_{TT} \sqrt{P_{T2}^r - P_{\Gamma 2}^r} \Delta t; \\ V_{\Gamma 2}^r = V_{\Gamma 2}^{r-1} + k_{TT} \sqrt{P_{T2}^r - P_{\Gamma 2}^r} \Delta t; \end{cases} \quad (14)$$

- перетекание  $\Gamma 2 \rightarrow T2$ :

если  $P_{\Gamma 2}^r > P_{T2}^r$ , то

$$\begin{cases} V_{T2}^r = V_{T2}^{r-1} + k_{TT} \sqrt{P_{\Gamma 2}^r - P_{T2}^r} \Delta t; \\ V_{\Gamma 2}^r = V_{\Gamma 2}^{r-1} - k_{TT} \sqrt{P_{\Gamma 2}^r - P_{T2}^r} \Delta t; \end{cases} \quad (15)$$

- перетекание  $T1 \rightarrow T2$ :

если  $P_{T1}^r > P_{T2}^r$ , то

$$\begin{cases} V_{T1}^r = V_{T1}^{r-1} - k_K \sqrt{P_{T1}^r - P_{T2}^r} \Delta t; \\ V_{T2}^r = V_{T2}^{r-1} + k_K \sqrt{P_{T1}^r - P_{T2}^r} \Delta t; \end{cases} \quad (16)$$

- перетекание  $T2 \rightarrow T1$ :

если  $P_{T2}^r > P_{T1}^r$ , то

$$\begin{cases} V_{T1}^r = V_{T1}^{r-1} + k_K \sqrt{P_{T2}^r - P_{T1}^r} \Delta t; \\ V_{T2}^r = V_{T2}^{r-1} - k_K \sqrt{P_{T2}^r - P_{T1}^r} \Delta t; \end{cases} \quad (17)$$

- поступление рабочей жидкости из магистрали высокого давления в  $T1$ :

если  $P_{ex} > P_{T1}^r$ , то

$$V_{T1}^r = V_{T1}^{r-1} + k_{op} \sqrt{P_{ex} - P_{T1}^r} \Delta t; \quad (18)$$

- поступление рабочей жидкости из магистрали высокого давления в  $T2$ :

если  $P_{ex} > P_{T2}^r$ , то

$$V_{T2}^r = V_{T2}^{r-1} + k_{op} \sqrt{P_{ex} - P_{T2}^r} \Delta t; \quad (19)$$

где  $k_{TT}$ ,  $k_K$  – коэффициенты дросселирова-

ния соответственно между трубопроводом и гидроцилиндром, в обратном клапане между трубопроводами,  $k_{др}$  – эффективный коэффициент дросселирования от магистрали высокого давления через золотник в трубопровод;  $\Delta t$  – шаг интегрирования по времени;  $P_{ex}$  – давление в магистрали высокого давления.

В каждом гидроцилиндре поршень со штоком рассматривается как отдельное тело и описывается следующим законом движения:

$$\frac{d^2 x_{\Gamma i}}{dt^2} = F_{H\Gamma i} - \frac{\pi (D_{\Gamma}^2 - D_{ш}^2)}{4} P_{\Gamma i} - \text{sign} \left( \frac{dx_{\Gamma i}}{dt} \right) F_{mp}, \quad (20)$$

где  $x_{\Gamma i}$  – положительное направление в сторону выкапываемого саженица;  $i$  – номер гидроцилиндра («1» или «2»),  $F_{H\Gamma i}$  – сила, передаваемая на гидроцилиндр со стороны внедряемого в древесину ножа;  $F_{mp}$  – сила сухого трения в гидроцилиндре.

Вращательное движение ножа рабочего органа машины и вертикальных стоек относительно шарнира происходит под действием усилия на штоке гидроцилиндра  $F_{\Gamma i}$  и сил сопротивления со стороны корневой системы  $F_{\Pi}$  (рис. 5).

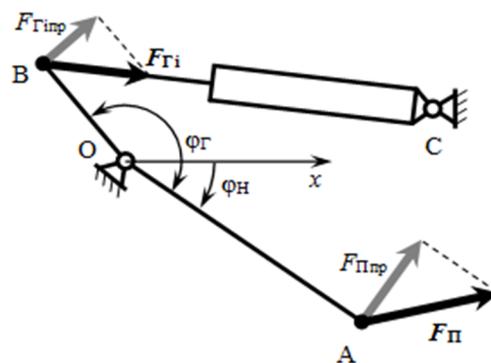


Рис. 5. Схема к определению моментов сил, действующих на нож

Определение моментов  $M(F_{\Gamma 1})$ ,  $M(F_{\Gamma 2})$  и  $M(F_{\Pi})$  производится с учётом геометрических параметров рабочего органа:

$$\begin{aligned} -M(F_{\Gamma 1}) - M(F_{\Gamma 2}) = \\ = -(F_{\Gamma 1np} + F_{\Gamma 2np}) \cdot BO; \end{aligned} \quad (21)$$

$$M(F_{II}) = F_{IImp} \cdot AO, \quad (22)$$

где  $BO$  и  $AO$  – длины плеч от шарнирного узла до узла соединения со штоком гидrocилиндра и до точки контакта ножа с древесиной.

Проекции активных сил  $F_{Gi}$  и  $F_{IImp}$  определяются с учётом текущих углов механизма:

$$F_{Gi} = F_{Gi} \cdot \cos \left( \varphi_{\Gamma} + \varphi_H - \frac{\pi}{2} + \text{arctg} \frac{z_B - z_C}{x_C - x_B} \right); \quad (23)$$

$$F_{IImp} = \sum_{k=1}^{N_3} (F_{kHx} \cos \varphi_H - F_{kHx} \sin \varphi_H), \quad (24)$$

где  $\varphi_{\Gamma}$  – угол раствора плеч  $AO$  и  $BO$  рабочего органа;  $\varphi_H$  – угловое положение плеча  $AO$  относительно горизонтального направления;  $(x_B, z_B)$  и  $(x_C, z_C)$  – координаты точек  $B$  и  $C$ ;  $k$  – номер элемента, взаимодействующего с ножом;  $F_{kHx}$  и  $F_{kHx}$  – декартовы составляющие силы взаимодействия между ножом и  $k$ -м элементом.

В окончательной форме закон вращательного движения рабочего органа можно записать следующим образом:

$$J_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} = -BO \cdot \sum_{i=1}^2 (F_{Gi} \times \cos \left( \varphi_{\Gamma} + \varphi_H - \frac{\pi}{2} + \text{arctg} \frac{z_B - z_C}{x_C - x_B} \right)) + AO \cdot \sum_{k=1}^{N_3} (F_{kHx} \cos \varphi_H - F_{kHx} \sin \varphi_H) - \text{sign} \left( \frac{d\varphi_H}{dt} \right) M_{mp}, \quad (25)$$

где  $\varphi_{\Gamma}$  – угол раствора плеч  $AO$  и  $BO$  рабочего органа;  $\varphi_H$  – угловое положение плеча  $AO$  относительно горизонтального направления;  $(x_B, z_B)$  и  $(x_C, z_C)$  – координаты точек  $B$  и  $C$ ;  $k$  – номер элемента, взаимодействующего с ножом;  $F_{kHx}$  и  $F_{kHx}$  – декартовы составляющие силы взаимодействия между ножом и  $k$ -м элементом.

Корневая система в модели представляется множеством сферических элементов, изначально расположенных в пространстве в геометрической области, имеющей вид цилиндра (верхняя часть корневой системы), плавно переходящего в пять корней – «изогнутые конусы» (рис. 6) [8].

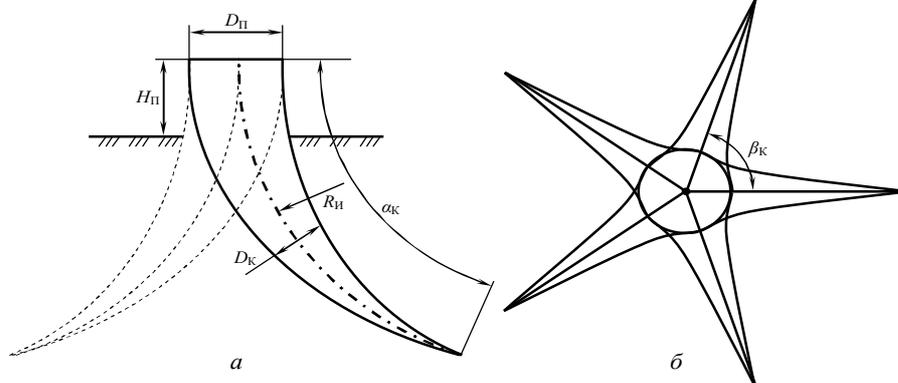


Рис. 6. Расчётная схема к представлению корневой системы при моделировании

Нож машины для выкопки посадочного материала с почвенным комом моделируется в виде совокупности множества элементарных треугольников (рис. 7).

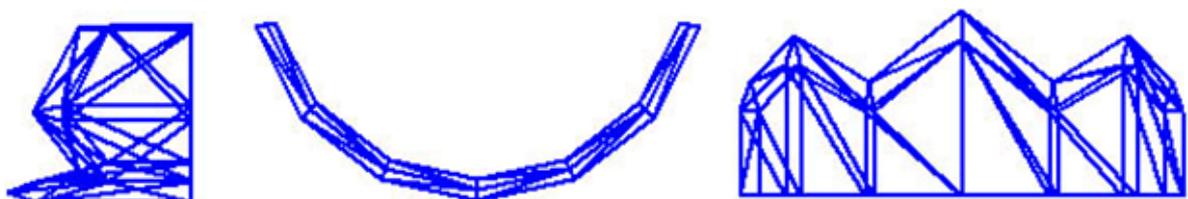


Рис. 7. Представление в модели ножа машины (три проекции)

После определения текущих координат базовых точек (для необходимого шага интегрирования по времени  $t_i$ ) производится построение треугольников, задающих рабочие поверхности ножа [8].

Для определения силы взаимодействия ножа с корневой системой и почвой использованы уравнения движения конечных элементов, составленные на основе второго закона Ньютона:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_{\text{э}}} \left( \begin{array}{l} c_{ij} (d_{\text{э}} - r_{ij}) \frac{(x_i - x_j)}{r_{ij}} + k_{ij} (r_{ij} - d_{\text{э}}) (v_{xi} - v_{xj}), \quad r_{ij} < d_{\text{э}} + \Delta d_B; \\ 0, \quad r_{ij} \geq d_{\text{э}} + \Delta d_B; \end{array} \right) + \sum_{k=1}^{N_{\Pi}} F_{xik}^{\Pi}, \\ m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_{\text{э}}} \left( \begin{array}{l} c_{ij} (d_{\text{э}} - r_{ij}) \frac{(y_i - y_j)}{r_{ij}} + k_{ij} (r_{ij} - d_{\text{э}}) (v_{yi} - v_{yj}), \quad r_{ij} < d_{\text{э}} + \Delta d_B; \\ 0, \quad r_{ij} \geq d_{\text{э}} + \Delta d_B; \end{array} \right) + \sum_{k=1}^{N_{\Pi}} F_{yik}^{\Pi}; \\ m_i \frac{d^2 z_i}{dt^2} = -m_i g + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{N_{\text{э}}} \left( \begin{array}{l} c_{ij} (d_{\text{э}} - r_{ij}) \frac{(z_i - z_j)}{r_{ij}} + k_{ij} (r_{ij} - d_{\text{э}}) (v_{zi} - v_{zj}), \quad r_{ij} < d_{\text{э}} + \Delta d_B; \\ 0, \quad r_{ij} \geq d_{\text{э}} + \Delta d_B; \end{array} \right) + \sum_{k=1}^{N_{\Pi}} F_{zik}^{\Pi}, \end{array} \right. \quad (26)$$

где  $i$  – номер элемента;  $m_i$  – масса  $i$ -го элемента;  $x_i, y_i, z_i$  – декартовы координаты элемента;  $t$  – время;  $N_{\text{э}}$  – количество элементов;  $j$  – номер элемента, возможно контактирующего с  $i$ -м элементом;  $c_{ij}$  и  $d_{ij}$  – коэффициенты жёсткости и вязкости взаимодействия элементов  $i$  и  $j$ ;  $r_{ij}$  – расстояние между центрами элементов  $i$  и  $j$ ;  $v_{xi}, v_{zi}$  – декартовы составляющие скорости  $i$ -го элемента;  $d_B$  – расстояние ограничения взаимодействия между элементами;  $g$  – ускорение свободного падения;  $k$  – номер элементарной поверхности механизма, действующей на среду;  $N_{\Pi}$  – количество элементарных поверхностей;  $F_{xik}^{\Pi}, F_{yik}^{\Pi}, F_{zik}^{\Pi}$  – декартовы составляющие силы, действующей со стороны  $k$ -й элементарной поверхности на  $i$ -й элемент.

**Выводы.** Разработанная математическая модель представляет собой систему алгебраических и дифференциальных уравнений, позволяющую описать процесс взаимодействия рабочего органа выкопочно-оборудования с почвой и корневой системой саженца, учитывая при этом особенности работы гидропульсационного привода. Последующая программная реализация модели позволит решить систему полученных уравнений численным методом Рунге-Кутты второго порядка и проводить имитационные эксперименты для теоретических исследований рабочего процесса гидропульсационного привода машины для выкопки саженцев с комом почвы.

### Список литературы

1. Дручинин Д.Ю., Драпалюк М.В. Концепция создания технического средства для использования посадочного материала с комом почвы при озеленительных и лесовосстановительных работах // Агролесомелиорация в 21 веке: состояние, проблемы, перспективы: материалы Международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов 26-28 октября 2015 г. Волгоград: ВНИАЛМИ, 2015. С. 83-87.
2. Рукомойников К.П. Совершенствование технологического оборудования для пересадки подроста с закрытой корневой системой // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. 2014. № 2(338). С. 9-17.
3. Лулева З.С., Судакова Е.А., Попов В.А. Выращивание саженцев декоративных деревьев и кустарников. М.: Стройиздат, 1965. 171 с.
4. Обоснование параметров механизма с гидропульсационным приводом для удаления пней / П.И. Попиков, Р.В. Юдин, Д.Ю. Дручинин и др. // Лесотехнический журнал. 2014. № 1 (13). С. 183-188.
5. Посметьев В.И., Посметьев В.В. Модель процесса вибрационного взаимодействия с почвой

дисковых рабочих органов лесных орудий // Математическое моделирование, компьютерная оптимизация технологий, параметров оборудования и систем управления лесного комплекса: сб. научн. тр. Воронеж: ВГЛТА, 1999. Вып. 4. С. 5-9.

6. Теодоронский В.С., Золотаревский А.А. Садово-парковое хозяйство с основами механизации работ. Ростов н/Д : Феникс, 2006. 336 с.

7. Платонова М.А. Обоснование динамических факторов вибрационного процесса подрезания корней саженцев лесных культур // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2012. № 78. С. 462-476.

8. Modeling the digging process of tree root system by the mechanism with hydropulse drive / M.V. Drapalyuk, P.I. Popikov, R.V. Yudin et al. //

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2016. Vol. 142. No 1. P. 012090. DOI: 10.1088/1757-899X/142/1/012090.

9. Yaoming Li, Lizhang Xu, Chang Ch. Improved desing of spade arm in 4YS-600 tree transplanter // Transactions of the CSAE. 2009. Vol. 25. No 3. Pp. 60-63.

10. Пат. № 126889 РФ, А01С11/00. Выкопная машина / Попиков П.И., Юдин Р.В., Дручинин Д.Ю., Бакаев А.В.; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. № 2012146324/13, заявл. 30.10.12; опубл. 20.04.2013.

11. Пат. № 2433001 РФ, В06В1/18. Гидравлический вибратор / Попиков П.И., Юдин Р.В.; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. № 2010114610/28, заявл. 12.04.2010; опубл. 10.11.2011.

Статья поступила в редакцию 28.11.16.

### Информация об авторах

*ПОПИКОВ Петр Иванович* – доктор технических наук, профессор, и.о. заведующего кафедрой механизации лесного хозяйства и проектирования машин, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова. Область научных интересов – гидропривод лесных машин. Автор 220 публикаций.

*ДРУЧИНИН Денис Юрьевич* – кандидат технических наук, доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова. Область научных интересов – технические науки, моделирование, лесной комплекс. Автор 60 публикаций.

*ПОПИКОВ Виктор Петрович* – кандидат технических наук, доцент кафедры ландшафтной архитектуры и почвоведения, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова. Область научных интересов – лесное хозяйство, реконструкция объектов культурного наследия. Автор 35 публикаций.

*БАКАЕВ Андрей Валерьевич* – аспирант кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова. Область научных интересов – лесное хозяйство. Автор 13 публикаций.

UDC 630.232.22

DOI: 10.15350/2306-2827.2017.1.50

## OPERATION PROCEDURE SIMULATION APPLICABLE TO A HYDRO-PULSATION DRIVE OF A SOIL LIFTING BLOCKER USED IN FOREST NURSERIES

**P. I. Popikov, D. Iu. Druchinin, V. P. Popikov, A. V. Bakaev**

Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov,  
8, Timiryazev St., Voronezh, 394087, Russian Federation  
E-mail: druchinin.denis@rambler.ru

**Key words:** large-sized planting material; balled lifting; tree balling machine; hydro-pulsation drive; hydraulic pulsation drive; modelling; mathematical model.

### ABSTRACT

**Introduction.** The planting material transplanted with a ball is currently used on an industrial scale when carrying out silvicultural, regeneration and greenery works based on environmentally friendly and resource saving technology. In order to enhance efficiency and quality of plant lifting using national and international experience in the field, it is deemed appropriate to use built-in hydro-pulsation drive in order to get large-sized seedling. The work **aims to** carry out theoretical research into the working process of a hydro-pulsation drive operation used to lift balled seedlings and consequent definition of optimal construction and technological parameters of a hydro-pulsation drive. **The task** of the research is to develop a mathematical model of the lifting process carried out by a machine with hydro-pulsation drive applicable to a large-sized seedling. **Materials and methods.** The paper describes the construction and the operating principle of the built-in hydro-pulsation drive of a lifting machine. Mathematical modeling method applicable to the process under study is also provided in order to carry out further theoretical research into the operation of the hydro-pulsation drive of the lifting machinery used for balled seedlings out-planting. The hydraulic subsystem is modelled as a combination of hydraulic cylinder cavities, piping, hydro-pulser slide valve as the flow metering valves with variable parameters and the back-flow valves. The modelling of the system is based on the analysis of changing volume of different cavities in the process of machine operation. The tree root system of the lifted plant is represented in the model as spherical elements located in a geometrically cylindrical form smoothly blending into five roots of the "bended cones". The knife of the machine is included into the model as an aggregate set of elementary triangles defining its operation surface. The definition of interaction force occurred between a knife and a root system is based on the application of the motion equations of the finite elements based on the Newton's second law of motion. **Conclusion.** The introduced mathematical model as a system of algebraic and differential equations makes it possible to model the lifting process applicable to a large-sized seedling carried out by a machine with built-in hydro-pulsation drive. The software support is bound to provide a solution to the set of equations and will enable to carry out simulated experiments aimed at theoretical research of the operation process of a hydro-pulsation drive built-in the lifting machinery and used for taking out balled seedlings.

### REFERENCES

1. Druchinin D.Yu., Drapalyuk M.V. Kontseptsiya sozdaniya tekhnicheskogo sredstva dlya ispolzovaniya posadochnogo materiala s komom pochvy pri ozelenitelnykh i lesovosstanovitelnykh rabotakh [The concept of developing a technical means in order to use balled planting material in greenery and forest regeneration works]. *Agrolesomeliatoratsiya v 21 veke: sostoyanie, problemy, perspektivy: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh i spetsialistov 26-28 oktyabrya 2015 g.* [Agricultural amelioration in the 21 century: state, problems, perspectives: proceedings of the International research and practical conference of young scientists and specialists held on 26-28 October, 2015]. Volgograd: VNIALMI, 2015. Pp. 83-87.
2. Rukomoynikov K.P. Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo oborudovaniya dlya peresadki podrosta s zakrytoy kornevoy sistemoy [Improvements of technological equipment for the transplanting of undergrowth with the closed root system]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Lesnoy zhurnal* [Izves-

tia of higher education institutions. Forest Journal]. 2014. No 2(338). Pp. 9-17.

3. Luneva Z.S., Sudakova E.A., Popov V.A. Vy-rashchivanie sazhentsev dekorativnykh derezev i kustarnikov [Decorative tree and shrub seedling production]. Moscow: Stroyizdat, 1965. 171 p.

4. Popikov P.I., Yudin R.V., Druchinin D.Iu. et al. Obosnovanie parametrov mekhanizma s gidropulsatsionnym privodom dlya udaleniya pney [Rationale for the mechanism with hydro-pulsation drive used to remove stubs]. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forest Engineering Journal]. 2014. No 1 (13). Pp. 183-188.

5. Posmetev V.I., Posmetev V.V. Model protsessu vibratsionnogo vzaimodeystviya s pochvy diskovykh rabochikh organov lesnykh orudiy [The model of vibration interaction process between soil and disk work tools of forest machinery]. *Matematicheskoe modelirovanie, kompyuternaya optimizatsiya tekhnologii, parametrov oborudovaniya i sistem upravleniya lesnogo kompleksa: sb. nauchn. tr.* [Mathematical modelling. Computer optimization of technologies, equipment parameters and control systems applicable in forestry: collection of research papers]. Voronezh: VGLTA, 1999. Issue 4. Pp. 5-9.

6. Teodoronskiy V.S., Zolotarevskiy A.A. *Sadovo-parkovoe khozyaystvo s osnovami mekhanizatsii*

*rabot* [Landscape gardening and basics of work mechanization]. Rostov-on-Don: Feniks, 2006. 336 p.

7. Platonova M.A. Obosnovanie dinamicheskikh faktorov vibratsionnogo protsessu podrezaniya korney sazhentsev lesnykh kultur [Rationale for the dynamic factors of vibration processes of root cut-up in forest species seedlings]. *Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Polythematic network electronic research journal of Kuban State Agrarian University]. 2012. No 78. Pp. 462-476.

8. Drapalyuk M.V., Popikov P.I., Iudin R.V., Fomin A.A., Chernukhin R.V. Modeling the digging process of tree root system by the mechanism with hydropulse drive. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2016. Vol. 142. No 1. Pp. 012090. DOI: 10.1088/1757-899X/142/1/012090.

9. Yaoming Li, Lizhang Xu, Chang Ch. Improved design of spade arm in 4YS-600 tree transplanter. *Transactions of the CSAE*. 2009. Vol. 25. No 3. Pp. 60-63.

10. Popikov P.I., Iudin R.V., Druchinin D.Iu., Bakaev A.V. Vykopchnaya mashina [Lifting machine] Patent RF, No 126889, 2013.

11. Popikov P.I., Iudin R.V. Gidravlicheskiy vibrator [Hydraulic vibrator]. Patent RF, No 2433001, 2011.

The article was received 28.11.16.

**Citation for an article:** Popikov P. I., Druchinin D. Iu., Popikov V. P., Bakaev A. V. Operation Procedure Simulation Applicable to a Hydro-Pulsation Drive of a Soil Lifting Blocker Used in Forest Nurseries. *Vestnik of Volga State University of Technology. Ser.: Forest. Ecology. Nature Management*. 2017. No 1(33). Pp. 50-60. DOI: 10.15350/2306-2827.2017.1.50

#### Information about the authors

*POPIKOV Petr Ivanovich* – Doctor of Technical Sciences, Professor, Acting Head of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov. Research interests – hydraulic drive of forest machinery. Author of 220 publications.

*DRUCHININ Denis Iurevich* – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov. Research interests – technical sciences, modelling, forest complex. Author of 60 publications.

*POPIKOV Viktor Petrovich* – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of landscape Architecture and Soil Science Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov. Research interests – forestry, reconstruction of the national heritage objects. Author of 35 publications.

*BAKAEV Andrei Valerevich* – Postgraduate student of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov. Research interests – forestry. Author of 13 publications.