

деревьев основных промышленных пород Севера // Лесн. журн.—1972.—№ 5.—С. 56—60.—(Изв. высш. учеб. заведений). [8]. Коротяев Л. В., Ростовцев А. В. Влияние параметров пачки деревьев и хлыстов на коэффициент сопротивления их волочению при трелевке // Лесн. журн.—1980.—№ 4.—С. 36—43.—(Изв. высш. учеб. заведений). [9]. Ростовцев А. В., Коротяев Л. В. Отпад элементов кроны деревьев при валке и формировании трелевочного воя в зависимости от температуры воздуха // Лесн. журн.—1973.—№ 1.—С. 57—59.—(Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 12 мая 1988 г.

УДК 630\*323.2.001.57

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПРОТЯЖКИ СТВОЛА И ОБРЕЗКИ СУЧЬЕВ ДЕРЕВА

В. И. ВАРАВА, Н. А. ГУЦЕЛЮК, С. В. СПИРИДОНОВ

Ленинградская лесотехническая академия

Технология процесса вертикальной протяжки спиленного дерева представлена на рис. а. От дизеля  $D$  крутящий момент передается через муфту сцепления  $MC$  и редуктор гидронасосу  $ГН$ . Гидростатическим давлением по напорной магистрали (шлангам  $Ш$ ) вращение передается четырем гидромоторам  $M$ , а от них через редукторы — рябухам  $P$ . Последние прижимаются рифлями к стволу дерева и перемещают его вниз. При этом три ножа  $H$ , смещенные между собой на  $\Delta \approx \approx 12$  см и прижимаемые к стволу, срезают мутовки дерева.

Усилие прижатия рябух к стволу зависит от диаметра дерева  $D$ , см и аппроксимируется полиномом

$$N_p = a_1 D - a_2 D^2 = 1900D - 30D^2. \quad (1)$$

Усилие прижатия ножей постоянно:  $N_n \approx 3 \cdot 10^3$  Н. Внедряемые в кору ели рифли рябух создают сопротивление с коэффициентом сцепления

$$\varphi_p \approx 0,02 + 0,125 \lg N_p; \quad \text{при } D_m = 30 \text{ см, } N_p = 3 \cdot 10^4 \text{ Н,} \\ \text{получим } \varphi_p = 0,6 \quad (2)$$

Трение качения рябух  $f_p = 0,04 \dots 0,07$ , коэффициент трения скольжения стали ножей по стволу  $f_n \approx 0,2$ .

Расчетные значения диаметра сучка ( $d$ ), расстояния между мутовками ( $l$ ) и максимального усилия срезания сучьев ( $P_{p1}$ ) при  $D \approx 30$  см равны

$$d = 1,2D^{0,3} \approx 3 \text{ см; } l = 11\sqrt[3]{D} \approx 36 \text{ см; } P_{p1} = kd^2 = 7,1 \cdot 10^3 \text{ Н} \\ \text{(для ели } k = 790 \text{ Н/см}^2 = 7,9 \text{ МПа).} \quad (3)$$

Отсюда усилие срезания мутовок из восьми вероятных сучьев  $P_p = z_c F_{p1} / 3 = 19 \cdot 10^3$  Н, сила трения трех ножей  $F_n = 3 f_n N_n = = 1,8 \cdot 10^3$  Н, а сопротивление качению четырех рябух  $F_p = 4 f_p N_p = = 7,2 \cdot 10^3$  Н. Суммарная сила трения  $F_T = F_n + F_p = 9$  кН близка силе тяжести спиленного дерева  $G = mg \approx 9$  кН  $= F_T$ . В этом случае сопротивление протяжки определяется усилием срезания мутовок  $Q_m = F_T - G + P_p = 19$  кН, приведенным к валам моторов, значение которого выявляется из баланса виртуальных работ:

$$M_m = P_p r_p / \gamma_m i_m = 19 \cdot 10^3 \cdot 0,12 / 0,91 \cdot 21 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (4)$$

В свою очередь, вращение валов моторов  $\varphi_M(t)$  геометрически связано с перемещением дерева  $z$ , см

$$\varphi_M = zi_M/r_p = z \cdot 21/12 = 1,75z, \quad (5)$$

где  $i_M, \eta_M$  — передаточное число и КПД редукторов между гидромоторами и рябухами,  $i_M = 7 \cdot 3 = 21$ ;  
 $r_p$  — радиус рябух,  $r_p = 12$  см.

Принимаем, что угол срезания сучков диаметром 3 см  $\varphi_\tau = 5,25$  рад, а угол цикла  $\varphi_T = 21$  рад. Периодические импульсы моментов  $M_M$  при срезании мутовок

$$M_2 = M_M \sum_{k=1}^n [\eta(\varphi + k\varphi_T) - \eta(\varphi + k\varphi_T + \varphi_\tau)]$$

можно заменить рядом Фурье

$$M_2 = M_0 + \sum M_k \cos k\varphi; \quad M_0 = \frac{\varphi_T}{\varphi} M_M = 30 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_k = \frac{4M_M}{k\varphi_T} \sin k\varphi_T/2; \quad M_1 = 12 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (6)$$

Приведенное к валу насоса значение крутящего момента дизеля

$$M_n = M_d i_n \eta_n \leq 300 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_1 = M_n \eta(t); \quad \eta(t) = 1 \text{ при } t \geq 0;$$

$$\eta(t) = 0 \text{ при } t < 0. \quad (7)$$

На основании схемы рис. а построена эквивалентная модель (рис. б) протяжки дерева, где обозначены:

$M_n, I_n, \beta_n$  — крутящий момент, момент инерции и демпфирования дизеля, приведенные к оси гидронасоса — координате  $\varphi_n$ ;

$M_m, I_m$  — моменты сопротивления и инерции дерева, приведенные к осям гидромоторов — координате  $\varphi_M$ .

Приведенные значения моментов инерции подвижных узлов машины вычисляются из условия сохранения их кинетических энергий

$$I_n = \sum I_{k_n}^2 \approx I_d i_n^2; \quad \beta_n = \beta_d i_n^2; \quad I_m = (mr_p^2 + z_p I_p) i_m^{-2} + z_p \sum I_i i_i^{-2}, \quad (8)$$

где  $I_d, I_p, I_i$  — моменты инерции подвижных частей двигателя, рябух и гидромоторов относительно своих осей,  $I_d \approx I_n \approx \approx 2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$m$  — масса спиленной или оставшейся части дерева,  
 $m = 900 \text{ кг}$ ;

$$I_m = 400 \text{ кг} \cdot \text{см}^2.$$

Крутящий момент  $M$  и производительность  $Q$  насоса или моторов

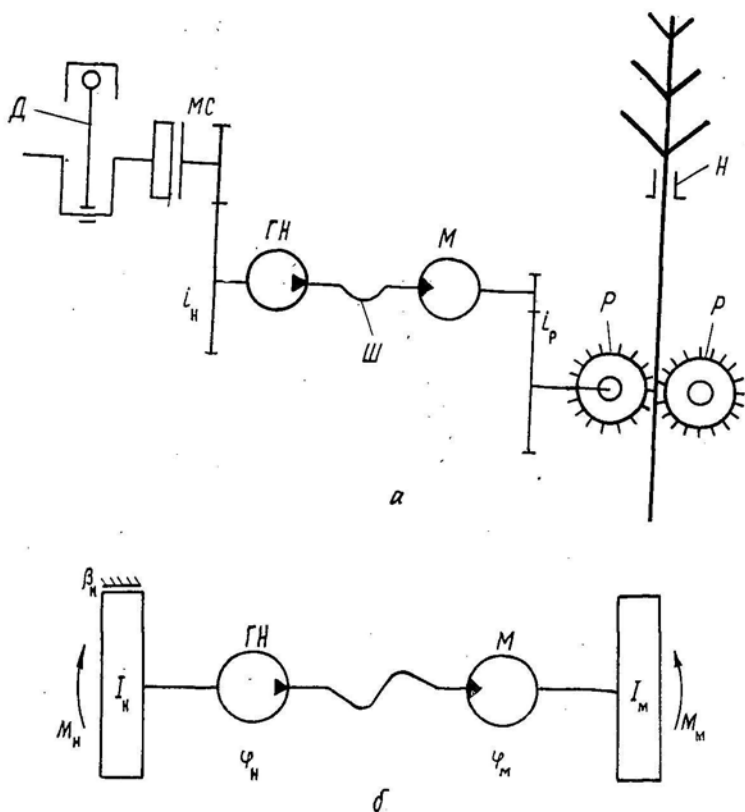
$$M = pV_0/2\pi; \quad Q = \omega V_0/2\pi, \quad (9)$$

где  $V_0$  — рабочий объем гидронасоса или гидромоторов,  $V_0 \approx 500 \text{ см}^3$ ;  
 $\omega, p$  — угловая скорость валов привода и удельное давление в магистрали.

Утечка в полостях насоса и моторов пропорциональна давлению  $p$ , а на сжатие жидкости — скорости изменения давления  $\dot{p}$ :

$$Q_{\text{ут}} = k_0 p; \quad Q_{\text{сж}} = e \dot{p}; \quad e = E/V_{\text{ж}}, \quad (10)$$

где  $k_0, e$  — суммарный коэффициент объемных потерь в гидроприводе и податливость напорной магистрали,  $k_0 = 1/2 \text{ см}^3/(\text{Н} \cdot \text{с})$ ;  
 $e = 1/8 \text{ см}^5/\text{Н}$ .



Кинематическая (а) и расчетная (б) схемы вертикальной протяжки дерева и обрезки сучьев

Без других утечек уравнение расхода жидкости  $Q_H - Q_M = Q_{ут} + Q_{сж}$ , а уравнение движения привода (рис. б) в целом при  $\beta_d \approx 0$ :

$$I_H \ddot{\varphi}_H = M_H - (V_0/2\pi) p; \quad I_M \ddot{\varphi}_M = (V_0/2\pi) p - M_M; \\ V_0/2\pi (\dot{\varphi}_H - \dot{\varphi}_M) = e\dot{p} + k_0 p. \quad (11)$$

Переходя к относительной координате  $\Theta = \varphi_H - \varphi_M$ , отделим циклическую:

$$\ddot{\Theta} + (V_0/2\pi I) p = \varepsilon; \quad (-V_0/2\pi) \dot{\Theta} + e\dot{p} + k_0 p = 0, \quad (12)$$

где

$$I = \frac{I_H I_M}{I_H + I_M} \approx I_M \ll I_H; \quad \varepsilon = \frac{M_H}{I_H} + \frac{M_M}{I_M}; \quad \text{при } M_H = 0, \quad M_M = M_0 \quad \varepsilon = \frac{M_0}{I_M}. \quad (13)$$

Введя оператор  $s = d/dt$  в систему (12), при  $\varepsilon = 0$ , найдем характеристическое уравнение:

$$es^2 + k_0 s + V_0^2/40I = 0; \quad s_{1,2} = -h \pm iv. \quad (14)$$

Его корни, вещественная часть  $h$  которых представляет параметр затухания, а мнимая  $v$  — собственную частоту:

$$h = \frac{k_0}{2e} = \frac{1/2}{2 \cdot 1/8} = 2 \text{ с}^{-1}; \quad v = \frac{V_0}{\sqrt{40Ie}} = \frac{500}{\sqrt{40 \cdot 4/8}} = 110 \text{ с}^{-1}. \quad (15)$$

Относительная диссипация  $\tau = h/\nu \approx 0,02$  в гидроприводе весьма мала, ввиду высокой его жесткости  $c = I\nu^2$ ,  $\nu = 17,5$  Гц.

Частота вращения валов дизеля и гидронасоса в номинальном режиме  $\omega_d = \omega_n = 157 \text{ с}^{-1}$  ( $i_n = 1$ ). Квазиоптимальная протяжка дерева соответствует равномерному его движению при  $M_n = 0$ ,  $M_m = M_0$ :

$$z = vt; \quad \dot{z} = v \leq 0,9 \text{ м/с}; \quad \omega_1 = 2\pi\nu/\Delta \leq 2\pi \cdot 0,9/0,12 = 47 \text{ с}^{-1}. \quad (16)$$

При этом по равенству (5)  $\dot{\varphi}_m \approx \omega_n = 175 \dot{z} \leq 157 \text{ с}^{-1} = \omega_n$ , а частота импульсов  $\omega_1 = 2\pi\omega_m/\varphi_\tau \leq 2\pi \cdot 157/21 = 47 \text{ с}^{-1}$ , что ниже собственной частоты системы  $\nu = 110 \text{ с}^{-1}$ . С вводом гидроаккумулятора в напорную магистраль для амортизации ударных нагрузок будет происходить сближение частот  $\omega_1 < \nu$  при малом гашении. Для квазиравномерного движения  $\varphi_m = \omega t$ , и уравнение (6) принимает вид:

$$M_2 = M_0 + \sum_{k=1}^n M_k \cos k\omega t; \quad \omega_1 \leq 47 \text{ с}^{-1}; \quad M_1 = 12 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_0 = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (17)$$

Операторноматричное представление системы (11)

$$\begin{pmatrix} I_n s^2 & 0 & V_0/2\pi & \vdots & sI_n \omega_n \\ 0 & I_m s^2 & -V_0/2\pi & \vdots & -M_2(s) \\ -sV_0/2\pi & sV_0/2\pi & es + k_0 & \vdots & 0 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

По Крамеру для нулевых начальных условий

$$p \approx \frac{V_0}{2\pi e} \left[ \frac{M_0/I_m + s\omega_n}{s^2 + \nu^2} + \sum \frac{M_k}{I_m(\nu^2 - k^2\omega^2)} \left( \frac{s^2}{s^2 + k^2\omega^2} - \frac{s^2}{s^2 + \nu^2} \right) \right].$$

Оригинал решения в обратном преобразовании Карсона

$$p \approx \frac{V_0}{2\pi e} \left[ \frac{M_0}{I_m \nu^2} (1 - \cos \nu t) + \frac{\omega_n}{\nu} \sin \nu t + \sum \frac{M_k}{I_m(\nu^2 + k^2\omega^2)} (\cos k\omega t - \cos \nu t) \right];$$

$$\varphi_m \approx \omega_n t - p2\pi e/V_0; \quad M_0 = \varphi_\tau/\varphi_\tau M_m = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_1 = 12 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_n \leq 157 \text{ с}^{-1}. \quad (19)$$

Заменив  $\cos \varphi \approx 1 - \varphi^2/2$ ,  $\sin \varphi = \varphi - \varphi^3/6$  при  $\varphi \leq \frac{\pi}{2}$ , найдем нарастание давления в магистрали при пуске машины:

$$p^n \approx \frac{V_0}{2\pi e} \left[ \omega_n t + \frac{M_0 + M_1}{2I_m} t^2 - \frac{1}{6} \omega_n \nu^2 t^3 \right]; \quad \varphi_m^n \approx \frac{1}{6} \omega_n \nu^2 t^3 - \frac{M_0 + M_1}{2I_m} t^2. \quad (20)$$

В нашем случае для  $\omega_n = 100 \text{ с}^{-1}$ ;  $\nu^2 = 1,2 \cdot 10^4$ ;  $I_m = 400 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$

$$p^n \approx 636 [100t + 525t^2 - 2 \cdot 10^5 t^3] \text{ Н/см}^2; \quad t_m \approx 0,014 \text{ с};$$

$$p_m = 600 \text{ Н/см}^2 = 6 \text{ МПа}.$$

Ввиду резкого включения гидронасоса  $\omega_n$  давление  $p$  быстро нарастает пропорционально жесткости магистрали  $1/e = E/V_{ж}$ , но ограничивается максимумом  $p_m = 6 \text{ МПа}$  при  $t_m = 0,014 \text{ с}$ . Минимальная величина  $\omega_n$  задается минимальными оборотами холостого хода дизеля, а жесткость  $e^{-1}$  снижается установкой гидроаккумулятора. Однако при малой диссипации необходимо избегать резонансы  $\nu \neq k\omega_1$  и задавать  $\nu \approx 1,6\omega_1$  или  $\nu \approx \omega_{1/2}$ . Процесс протяжки дерева (19), в отличие от

быстротечного процесса пуска (20), сопровождается мощными колебаниями давления  $\langle p \rangle$  с собственной частотой  $\langle \nu \rangle$  и частотой срезания мутовок  $\omega_1 = \omega$ . Колебания ствола весьма малые:  $2\pi e/V_0 = \pi/2 \cdot 10^{-3}$ . При этом его движение приближается к равномерному:  $\varphi_M \approx \omega t$ ,  $z = \dot{\varphi}_M/1,75$ .

Процесс торможения дерева производится гидравлическим запиранием магистрали путем отключения золотником управления гидронасоса от гидромоторов со сменой знака давления, т. е. моделируется вторым и третьим уравнением системы (11) при  $\varphi_H = 0$ ;  $p_1 = -p$ :

$$I_M \ddot{\varphi}_M + (V_0/2\pi) p = -M_M; \quad e\dot{p} + k_0 p - (V_0/2\pi) \dot{\varphi}_M = 0 \quad (21)$$

или соответствующей операторной матрицей для  $p = p_0$ ,  $\dot{\varphi}_M = \dot{\varphi}_0$  при  $t = 0$ :

$$\left( \begin{array}{ccc|c} I_M s^2 & V_0/2\pi & \vdots & sI_M \dot{\varphi}_0 - M_M(s) \\ (-V_0/2\pi) s & es + k_0 & \vdots & sev_0 \end{array} \right),$$

$$M_M(s) = M_0 + \Sigma M_K \frac{s^2}{s^2 + k^2 \omega^2}. \quad (22)$$

Для собственной частоты  $\nu = V_0/\sqrt{40I_M e}$ ;  $\Delta \approx I_M es(s^2 + \nu^2)$ ;  $h \approx 0$  решение расширенной матрицы (22) по Крамеру

$$p(s) = \frac{\Delta_p}{\Delta} = \frac{s^2 I_M e p_0 + (s I_M \dot{\varphi}_0 - M_M(s)) V_0/2\pi}{I_M e (s^2 + \nu^2)};$$

$$\varphi_M(s) = \frac{\Delta_\varphi}{\Delta} \approx \frac{s I_M \dot{\varphi}_0 - M_M(s) - p_0 V_0/2\pi}{I_M (s^2 + \nu^2)},$$

а обратное преобразование по Карсону —

$$p = p_0 \cos \nu t + \frac{V_0 \dot{\varphi}_0}{2\pi e \nu} \sin \nu t - \frac{V_0}{2\pi I_M e} \left[ \frac{M_0}{\nu^2} (1 - \cos \nu t) + \sum \frac{M_K}{\nu^2 - k\omega^2} (\cos k\omega t - \cos \nu t) \right], \quad (23)$$

$$\varphi_M = \frac{\dot{\varphi}_0}{\nu} \sin \nu t - \frac{M_0 + p_0 V_0/2\pi}{I_M \nu^2} (1 - \cos \nu t) - \sum \frac{M_K}{I_M (\nu^2 - k^2 \omega^2)} (\cos k\omega t - \cos \nu t). \quad (24)$$

Ввиду интенсивного торможения  $\varphi_M < \pi/2 \cdot \sin \varphi \approx \varphi$ ,  $\cos \varphi = 1 - \varphi^2/2$  с достаточным приближением имеем

$$\varphi_M^T \approx \dot{\varphi}_0 t - \varepsilon t^2/2; \quad \dot{\varphi}_M^T = \dot{\varphi}_0 - \varepsilon t; \quad \varepsilon = (M_0 + M_1 + p_0 V_0/2\pi)/I_M = 13 \cdot 10^3 \text{ с}^{-2};$$

$$v \approx v_0 + (V_0 \dot{\varphi}_0/2\pi e) t - (p_0 + p_m) \nu^2 t^2/2;$$

$$p_m = v_0 + I_M \dot{\varphi}_0^2 (2e(p_0 + v_m))^{-1}; \quad (25)$$

$$v_m = (M_0 + M_1) 2\pi/V_0 = 4200 \cdot 2\pi/500 = 53 \text{ Н/см}^2 = 0,53 \text{ МПа};$$

$$p_m \leq 600 + 4 \cdot 157^2 (2 \cdot 653/8)^{-1} = 1200 \text{ Н/см}^2 = 12 \text{ МПа}.$$

Тормозной путь и время торможения

$$t_T = \varphi_0/\varepsilon \leq 157/(13 \cdot 10^3) = 0,012 \text{ с}; \quad \varphi_M^T \approx 0,95 \text{ рад};$$

$$z = \varphi_M/1,75 = 0,54 \text{ см}.$$

Пик давления  $p_m = 12$  МПа при быстротечном торможении обусловливает необходимость применения гидроаккумулятора и предохранительного клапана.

### Выводы

1. Процесс обработки вертикального дерева характеризуется неконсервативными системами (11), (12), (21), отражающими пуск, протяжку и торможение ствола. Диссипация гидропривода весьма мала, а собственная частота — велика,  $\nu \approx 17,5$  Гц (15). Благодаря высокому передаточному числу к рябухам ( $i_m = 21$ ), приведенные значения инертности дерева (8) снижаются на два порядка, а усилия срезания мутовок (4), (6) — на один порядок.

2. Представляется возможной квазиоптимальная равномерная протяжка дерева  $\varphi_m \approx \omega_n t$  (19), несмотря на мощные колебания давления в гидроприводе. Быстротечные параболические процессы пуска и торможения сопровождаются экстремумами давлений, причем во втором случае уровень пика вдвое выше первого.

3. Эффективность гидропривода повышается включением гидроаккумулятора и предохранительного клапана. Его жесткость необходимо снижать по условию  $\nu \approx 1,6\omega_1$  или еще лучше  $\nu \leq \omega_1/2$ .

Поступила 9 февраля 1989 г.

УДК 630\*378.3

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЛЕСОПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ЛОТКОВ С ВОДОБОЙНЫМИ СТЕНКАМИ

А. А. БИБЕЛЬНИК, А. А. ЗАЙЦЕВ, Б. А. БИБЕЛЬНИК

Гипролестранс  
Ленинградская лесотехническая академия  
ЦНИИлесосплава

Изучению вопросов определения лесопропускной способности лотков для транспорта леса посвящено большое число работ. Известные в инженерной практике конструкции лотков применяют только для молевого лесосплава, так как их использование для транспорта леса в пучках неэффективно по ряду причин. Основные из них — потребность в значительных затратах воды на лесосплав, большая протяженность лотков и сложность эксплуатации, особенно при перевалке леса через средние и высоконапорные гидроузлы.

В 1982 г. Гипролестрансом была предложена новая конструкция лесоперевалочного сооружения для транспорта леса в пучках, представляющая лоток с установленными на его дне водобойными стенками криволинейного очертания. На основании экспериментальных исследований и проектных проработок доказана техническая возможность и экономическая целесообразность внедрения этих лотков, обеспечивающих высокоэффективную, ресурсосберегающую и экологически чистую технологию лесоперевалочных работ. В настоящей статье приведены расчетные зависимости для определения лесопропускной способности лотков с водобойными стенками и методика выполнения этих расчетов.

Надежный и стабильный процесс лесоперевалочных работ при транспорте леса в пучках по лоткам с водобойными стенками может быть организован при определенных условиях. Эти условия, служащие