анты сочетаний N и q, а только некоторые из них, характеризующиеся достаточно большими значениями q и малыми N.

Оценим косвенно диапазон изменения q с использованием данных работы [5]. Положим, что зависимость сопротивления балласта перемещению шпал поперек пути R_1 от нагрузки на шпалу $Q_ш$ имеет вид

$$R_1 = 10\left(R_0 + CQ_ш^m\right), \tag{7}$$

где R_0, C и m — эмпирические коэффициенты, зависящие от типа и состояния балластного материала.

Для свежеуложенного среднезернистого балласта начальное сопротивление сдвигу R_0 составляет 14,4 Н, коэффициенты $C = 127{,}3$ Н; $m = 0{,}203$. Вычисляем $R_1 = 2430{,}8$ Н, отсюда при числе шпал 1625 на 1 км имеем $q = 39{,}5$ Н/см.

Используя данные таблицы, находим, что устойчивость пути под поездом гарантируется при $N \leqslant 5$ кН. Если $q < 40$ Н/см и $N < 5$ кН, выброс принципиально возможен (но не обязателен). В случае $N > 5$ кН выброс возможен и при $P_{2кр} < 600$ кН, т. е. при отсутствии поездной нагрузки рельсошпальная решетка устойчива, а под воздействием поезда может произойти ее выброс.

Для более конкретного решения задачи необходимо знать фактические значения q и N, которые определяются экспериментально, а также приблизить расчетную схему к реальным условиям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Бромберг Е. М. Экспериментальное изучение устойчивости бесстыкового пути // Тр. / ВНИИЖТ.— 1962.— Вып. 244.— С. 129—163. [2]. Зоткин Н. М. Определение преобладающего влияния продольных и поперечных сил взаимодействия на устойчивость бесстыкового пути: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.— Л., 1991.— 24 с. [3]. Морозов С. И. О возможности выброса бесстыкового пути при его подъемке // Лесн. журн.— 1969.— № 6.— С. 59—61.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Морозов С. И. Аналитическое определение критической силы для температурно-напряженного железнодорожного пути на прямых участках // Лесн. журн.— 1982.— № 2.— С. 60—68.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Морозов С. И. О методике определения удерживающей силы противоугонных средств // Лесн. журн.— 1988.— № 2.— С. 28—33.— (Изв. высш. учеб. заведений). [6]. Морозов С. И., Попов М. В. Расчет температурных режимов укладки сварных рельсовых плетей на лесовозных железных дорогах узкой (750 мм) колеи: Методич. указания к курсовому и дипломному проектированию.— Архангельск: РИО АЛТИ.— 1990.— 28 с. [7]. Першин С. П. Температурные воздействия на рельсовый путь и их влияние на его устройства и условия эксплуатации // Тр. / МИИТ.— 1969.— Вып. 318.— С. 3—135. [8]. Технические указания по укладке и содержанию бесстыкового пути / ВНИИЖТ.— М.: Транспорт, 1982.— 156 с.

Поступила 19 июня 1991 г.

УДК 630*323.2.001.12

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ПРОТЯЖКИ ДЕРЕВА

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

Лесотехническая академия (г. Санкт-Петербург)

Ранее* авторами было выполнено моделирование механизма вертикальной протяжки дерева и дан анализ его пуска и торможения. Здесь приведен анализ процесса для другого исполнения механизма. Верти-

* Варава В. И., Гуцелюк Н. А., Спиридонов С. В. Моделирование процесса вертикальной протяжки ствола и обрезки сучьев дерева // Лесн. журн.— 1989.— № 5.— С. 45—50.— (Изв. высш. учеб. заведений).

кальная протяжка с обрезкой сучьев отличается от горизонтальной движущим действием силы тяжести дерева. Работа сучкорезной машины, состоящей из двигателя, гидропривода (насос — моторы), рябух и резцов, может быть описана математической моделью

$$I_{\text{н}}\ddot{\varphi}_{\text{н}} + [V_{\text{н}}/(2\pi)]\,p = M_{\text{н}};\quad I_{\text{м}}\ddot{\varphi}_{\text{м}} - [V_{\text{м}}/(2\pi)]\,p = M_{\text{п}} - M_{\text{с}};$$
$$[V_{\text{н}}/(2\pi)]\,\dot{\varphi}_{\text{н}} - [V_{\text{м}}/(2\pi)]\,\dot{\varphi}_{\text{м}} = e\dot{p} + k_0 p;\quad p \leqslant p_{\text{м}}, \tag{1}$$

где $I_{\text{н}}$, $I_{\text{м}}$ — приведенные к валам насоса и моторов моменты инерции подвижных частей двигателя, рябух и дерева, $I_{\text{н}} = 2$ кгм$^2 = 200$ Н · см · с^2; $I_{\text{м}} = 1{,}6$ кгм$^2 = 160$ Н · см · с^2;

$\dot{\varphi}_{\text{н}} = \omega_{\text{н}}$, $\dot{\varphi}_{\text{м}} = \omega_{\text{м}}$, $\ddot{\varphi}_{\text{н}}$, $\ddot{\varphi}_{\text{м}}$ — угловые скорости и ускорения валов насоса и моторов, $\omega_{\text{н}} \leqslant 150$ с$^{-1}$;

$V_{\text{н}}$, $V_{\text{м}}$, k_0 — рабочие объемы насоса и моторов и параметр суммарных объемных потерь в них, $V_{\text{м}} = 5V_{\text{н}} = 500$ см^3; $k_0 = 0{,}04$ см^5/(Н · с);

p, e — давление жидкости и податливость магистрали, $e \approx 0{,}01$ см^5/Н;

$p_{\text{м}}$ — максимальное давление, $p_{\text{м}} = 17$ МПа;

$M_{\text{н}}$, $M_{\text{п}}$, $M_{\text{с}}$ — приведенные к валам насоса и моторов моменты двигателя, протяжки дерева и срезания мутовок,

$$M_{\text{н}} = \text{const};\quad M_{\text{п}} = M_{\text{т}}(1 - \operatorname{sign}\dot{\varphi}_{\text{м}});\quad M_{\text{с}} = M_0 + \sum_{k=1}^{n} M_{\text{к}}\cos k\varphi_{\text{м}};$$
$$M_{\text{т}} = 400\ \text{Н·м};\quad M_0 = 210\ \text{Н·м};\quad M_{\text{к}} = \frac{540}{k}\sin 0{,}37k,\ k = \overline{1,\ n}. \tag{2}$$

Связь между перемещением дерева Z и углом поворота валов моторов $\varphi_{\text{м}}$ для передаточного числа редукторов $i = 3$ и радиуса рябух $r_{\text{р}} = 12$ см имеет вид $\varphi_{\text{м}} = Zi/r_{\text{р}} = 0{,}25Z$. Расстояние между тремя резцами $l_{\text{т}} = 12$ см, $\varphi_{\text{т}} = 3$ рад, между мутовками $l_{\text{м}} = 36$ см, $\varphi_{\text{м}} = 9$ рад, а длина среза сучков $l_{\text{с}} = 3$ см, $\varphi_{\tau} = 0{,}75$ рад. Поэтому при равномерной протяжке дерева со скоростью $\dot{Z} \approx v = 0{,}7$ м/с

$$Z \approx vt;\quad \omega_Z = 2\pi v/l_{\text{т}} = 37\ \text{с}^{-1};\quad \varphi_{\text{м}} = \omega_1 t, \tag{3}$$

где $\omega_Z = \omega_1$ — частота прямоугольных импульсов срезания мутовок.

При существенном различии усилий $M_{\text{с}}^0$ и частот ω_1 срезания мутовок этот процесс можно представить случайным. Снижение амплитуд гармоник (2) в обратной зависимости от их порядка $k = \omega/\omega_1$ (где ω — угловая скорость валов привода) аппроксимируется функцией

$$M_{\text{к}}^2 = M_1^2\omega/\omega_1[(\omega/\omega_1 - 1)^2 + 1]^{-1} = M_1^2\omega_1\omega\left[\omega^2 - 2\omega\omega_1 + 2\omega_1^2\right]^{-1}, \tag{4}$$

а корреляционная функция полигармонического процесса

$$K(\tau) = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{n} M_{\text{к}}^2\cos\omega\tau; \tag{5}$$

при $n \to \infty$ и аппроксимации (4) — интегралом

$$K(\tau) = \frac{1}{2\omega_1}\int_0^{\infty} M_{\text{к}}^2\cos\omega\tau\, d\omega = \frac{\pi}{4}M_1^2 e^{-\omega_1\tau}(1 - \sin\omega_1\tau). \tag{5а}$$

Тогда спектральная плотность процесса срезания мутовок

$$S_c(\omega)=2\int\limits_0^\infty K(\tau)\cos\omega\tau d\tau=\frac{\pi}{2}M_1^2\left[\frac{\omega_1}{\omega_1^2+\omega^2}+\frac{1}{16\omega_1}\right]=$$
$$=\frac{\pi M_1^2\left(17\omega_1^2+\omega^2\right)}{32\omega_1\left(\omega_1^2+\omega^2\right)}. \tag{6}$$

Рассмотрим стационарный процесс протяжки дерева по системе уравнений (1) при $\dot\varphi_м>0$ относительно положения равновесия:

$$M_н=V_н p_0/(2\pi);\quad V_м p_0/(2\pi)=M_0;\quad M_н=M_0/5;$$
$$\omega_м=\omega_н/5-p_0 2\pi k_0/V_м, \tag{7}$$

где $M_0=210$ Н · м, $M_н=42$ Н · м, $p_0=260$ Н/см^2 $=2{,}6$ МПа, $\omega_н=$ $=150$ с$^{-1}$, $\omega_м=30-0{,}13\approx30$ с$^{-1}$, $v=4\omega_Z=120$ см/с $=1{,}2$ м/с, $\omega_1=2\pi v l_т=63$ с$^{-1}$, $M_1=200$ Н · м.

Относительно этого положения систему (1) можно записать в виде расширенной операторной матрицы

$$\left(\begin{array}{ccc|c} I_н S^2 & 0 & V_н/(2\pi) & 0\\ 0 & I_м S^2 & -V_м/(2\pi) & -M_c(S)\\ -SV_н/(2\pi) & SV_м/(2\pi) & eS+k_0 & 0\end{array}\right) \tag{8}$$

с определителем

$$\Delta=I_н I_м e S^3(S^2+2hS+\nu^2), \tag{9}$$

где $S=d/dt$; $h=k_0/(2e)=0{,}2$ с$^{-1}$; $\nu=v_н/\sqrt{40Ie}=20$ с$^{-1}$;
$\frac{1}{I}=1/I_н+25/I_м\approx25/I_м$; $I\approx I_м/25$;
ν, h — частота системы и параметр затухания.

Коэффициент демпфирования $\upsilon=h/\nu=0{,}01$ здесь весьма мал, несмотря на низкую частоту $\nu_1=\nu/(2\pi)=3{,}2$ Гц.

Критериями качества процесса протяжки являются ее скорость $\dot Z=4\dot\varphi_м$, см/с, и давление p, Н/см^2, в гидроприводе. Интегральные их значения определяются дисперсиями реакций системы на спектр воздействия (6). Передаточные функции протяжки $\varphi_м(S)$ и давления $p(S)$ к стационарному воздействию M_c (S) получим из матрицы (8) по формулам Крамера для $\dot\varphi_м>0$:

$$\eta_\varphi(S)=\frac{\varphi_м(S)}{M_c(S)}=\frac{\Delta_\varphi}{\Delta M_c(S)}=\frac{I_н e S^3}{\Delta}=\frac{1}{I_м(S^2+2hS+\nu^2)};$$

$$\eta_p(S)=\frac{p(S)}{M_c(S)}=\frac{\Delta_p}{\Delta M_c(S)}=\frac{V_м I_н S^3}{2\pi\Delta}=\frac{V_м}{2\pi e I_м(S^2+2hS+\nu^2)}.$$

Тогда дисперсии скорости протяжки и давления в приводе

$$D_{\dot\varphi}=\frac{1}{2\pi}\int\limits_{-\infty}^{\infty}S_\varphi(\omega)\,d\omega=\frac{1}{2\pi}\int\limits_{-\infty}^{\infty}|\eta_\varphi(i\omega)|^2\omega^2 S_c(\omega)\,d\omega=$$
$$=\left(\frac{M_1}{I_м\omega_1}\right)^2\frac{2h\omega_1+\nu^2+17\omega_1^2}{40\omega_1 h};$$

$$D_p=\frac{1}{2\pi}\int\limits_{-\infty}^{\infty}S_p(\omega)\,d\omega=\frac{1}{2\pi}\int\limits_{-\infty}^{\infty}|\eta_p(i\omega)|^2 S_c(\omega)^2 d\omega=$$
$$=\left(\frac{M_1V_м}{40I_м\omega_1}\right)^2\frac{1+17(\omega_1/\nu)^2}{\omega_1 h},$$

а средние квадратичные значения

$$\sigma_{\dot\varphi}=\frac{M_1}{I_м\omega_1}\sqrt{\frac{2h\omega_1+\nu^2+17\omega_1^2}{40\omega_1 h}};\quad \sigma_p=\frac{M_1V_м}{40I_м\omega_1}\sqrt{\frac{1+17(\omega_1/\nu)^2}{\omega_1 h}}. \quad (10)$$

В нашем случае $\sigma_p = 210$ Н/см$^2 = 2{,}1$ МПа; $\sigma_{\dot\varphi} = 13$ с$^{-1}$, $\sigma_{\dot Z} = 4\sigma_{\dot\varphi} = 52$ см/с $\approx 0{,}5$ м/с.

Среднее динамическое давление получено близким к равновесному $p_0 = 2{,}6$ МПа. Максимальное давление в приводе по закону трех сигм $p_м = p_0 + 3\sigma_p \approx 9$ МПа. Средний разброс скорости протяжки $\sigma_{\dot Z} \approx 0{,}5$ м/с меньше равновесной $v = 1{,}2$ м/с, а максимальный $3\sigma_{\dot Z} \approx 1{,}5$ м/с — на уровне исходной. Средний разброс скорости торможения дерева $v \pm \sigma_{\dot Z}$ равен 0,7 ... 1,7 м/с, а максимальный $v \pm 3\sigma_{\dot Z} = 0 \ldots 2{,}7$ м/с. Вероятность смены знака скорости весьма мала. Более того, она сопровождается мощным релейным трением рябух и резцов, ограничивающим колебания дерева в пределах $\dot Z \geqslant 0$. Тем не менее колебаниями начальной скорости v_0 торможения обусловливаются различия в длине тормозного пути.

Из решений (10) следует, что при $h = k_0/(2e) = 0$ $\sigma_p = \sigma_{\dot\varphi} = \infty$. С увеличением диссипации h в n раз амплитуды давления и скорости снижаются в $\sqrt{n}$ раз. Утечки жидкости k_0, в том числе через дроссель, повышают диссипацию и уменьшают скорость протяжки и кпд привода. Включение гидроаккумулятора с дросселированием жидкости приводит к увеличению как гашения, так и податливости. Скорость протяжки ограничивается сверху $v \leqslant 1$ м/с по условию снижения кинетической энергии при торможении. Она ограничивается и снизу по условию исключения резонирующих явлений:

$$\nu \neq k\omega_1;\quad \nu \leqslant 0{,}5\omega_1 = \pi v/l_т;\quad v \geqslant \nu l_т/\pi = 0{,}7 \text{ м/с}. \quad (11)$$

Поэтому при высокой собственной частоте системы $\nu \gg 20$ с$^{-1}$ податливость гидропривода следует увеличивать за счет податливости гидроаккумулятора.

Выводы

Сопротивление срезанию мутовок можно аппроксимировать периодическими прямоугольными импульсами, разложением в ряд Фурье (2) или спектральной плотностью (6) случайного процесса. Дисперсии скорости протяжки и давления в гидроприводе (10) определяют качество его функционирования и рациональные параметры. Флуктуационная часть стационарного процесса протяжки (8) соизмерима с регулярной (7) и ограничивает податливость гидропривода $\nu \leqslant 20$ с$^{-1}$ (11) при возможном максимуме диссипации $\upsilon = h/\nu = k_0 (2e\nu)^{-1}$.

Поступила 1 марта 1991 г.

УДК 630* 81 + 691.54

ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЗМА СЦЕПЛЕНИЯ КОРЫ С ЦЕМЕНТОМ

В. И. БЫЗОВ, П. В. БЫЗОВ, В. В. ЮШКОВ

Марийский политехнический институт

Исследования технологических особенностей производства коробетона показывают, что основные потребительские свойства этого строи-