

2. ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОЗАГОТОВОК

УДК 634.0323.13.375

В.А. Александров, Ву Хоа Ки

ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ МАШИНИСТА ВАЛОЧНО-ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ В РЕЖИМЕ РАЗГОНА ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕРЕЕЗДАХ БЕЗ ГРУЗА

Введение. Наблюдения за работой трелевочных тракторов и особенно валочно-трелевочных машин показали, что используемые скорости холостого хода (без груза) не превышают скоростного диапазона грузового хода. Происходит это вследствие большого вибровоздействия на машиниста при движении без груза – пачки деревьев. Значительные угловые перемещения (колебания) базы трактора происходят вследствие того, что при холостом ходе передние каретки ходовой системы перегружены, а задние недогружены.

Методика исследования. Метод исследования – математическое моделирование. На рис. 1 приведена расчетная схема динамической системы «машинист – ВТМ», где m_0 , m_1 , m_2 – приведенные массы соответственно машиниста, базового трактора, манипулятора с захватно-срезающим устройством (ЗСУ); X_0 , X_1 , X_2 – обобщенные координаты центров приведенных масс m_0 , m_1 , m_2 ; C_c , C_{12} – соответственно приведенная жесткость спинки сиденья и манипулятора; P_0 – касательная сила тяги.

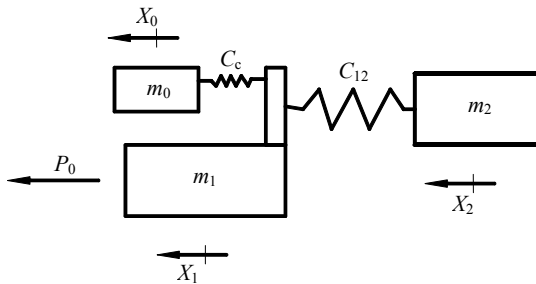


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы «машинист – ВТМ»

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2}m_0(\dot{X}_0)^2 + \frac{1}{2}m_1(\dot{X}_1)^2 + \frac{1}{2}m_2(\dot{X}_2)^2.$$

Потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{1}{2}C_c(X_1 - X_0)^2 + \frac{1}{2}C_{12}(X_1 - X_2)^2.$$

Таким образом, система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$m_1 \begin{cases} m_1 \ddot{X}_0 + C_c X_0 = C_c X_1, \\ m_0 \ddot{X}_1 + C_c(X_1 - X_0) + C_{12}(X_1 - X_2) = P_0, \\ m_2 \ddot{X}_2 + F = C_{12}(X_1 - X_2). \end{cases} \quad (1)$$

Домножим уравнение 1 системы (1) на m_1 , уравнение 2 – на m_0 , уравнение 3 – на m_2 , а уравнение 3 – на m_1 и вычтем из первых вторые:

$$\begin{aligned} -m_0 m_1 (\ddot{X}_1 - \ddot{X}_0) + m_1 C_c X_0 - m_0 C_c (X_1 - X_0) - m_0 C_{12} (X_1 - X_2) = \\ = m_1 C_c X_1 - m_0 P_0, \end{aligned}$$

или, преобразуя, получим:

$$(X_1^{IV} - X_0^{IV}) + A(\ddot{X}_1 - \ddot{X}_0) + B(X_1 - X_0) = C, \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \frac{m_2(m_0 + m_1)C_c + (m_1 + m_2)C_{12}m_0}{m_0 m_1 m_2}, \\ B &= \frac{C_c C_{12}[-m_0 m_2 + (m_1 + m_2)(m_0 + m_1)]}{m_0 m_1^2 m_2}, \\ C &= \frac{(P_0 m_1 - m_1 F)C_{12}}{m_1^2 m_2}. \end{aligned}$$

Решение уравнения 2:

$$y = y_1 + y_2,$$

где y_1 – решение однородного уравнения; y_2 – частное решение,

$$y_1 = C_1 \sin k_1 t + C_2 \cos k_1 t + C_3 \sin k_2 t + C_4 \cos k_2 t. \quad (3)$$

Здесь

$$k_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{m_2(m_0 + m_1)C_c + (m_1 + m_2)C_{12}m_0}{m_0m_1m_2} \right] \pm \sqrt{\left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{m_2(m_0 + m_1)C_c + (m_1 + m_2)C_{12}m_0}{m_0m_1m_2} \right] \right\}^2 - \frac{C_{12}C_c[(m_1 + m_2)(m_1 + m_0) - m_0m_2]}{m_0m_1^2m_2}}$$

Пример. Исходные данные примем применительно к валочно-трелевочной машине ЛП-17А:

$$m_0 = 80 \text{ кг}; m_1 = 10\,500 \text{ кг}; m_2 = 1050 \text{ кг}; C_c = 5 \text{ кН/м}; C_{12} = 2200 \text{ кН/м}; \\ v = 0,694 \text{ м/с}; t_p = 0,6 \text{ с}.$$

1. Определяем коэффициенты дифференциального уравнения:

$$A = 2367,74 \text{ 1/с}^2; B = 145244,898 \text{ 1/с}^4.$$

2. Находим частоты вибровоздействия на оператора:

$$k_1 = 48,01 \text{ 1/с}; k_2 = 7,94 \text{ 1/с}.$$

3. Определяем постоянные C_1, C_2, C_3, C_4 .

В качестве начальных условий для режима разгона принимаем:

$$y_1 \Big|_{t=0} = 0; \dot{y}_1 \Big|_{t=0} = 0; \ddot{y}_1 \Big|_{t=0} = \frac{v}{t_p}; \ddot{y}_1 \Big|_{t=0} = 0.$$

Используя начальные условия, получим выражения для определения постоянных интегрирования:

$$C_1 = C_3 = 0; C_2 = -\frac{v}{t_p(k_1^2 - k_2^2)}; C_4 = \frac{v}{t_p(k_1^2 - k_2^2)}.$$

4. Находим деформацию упругой связи C_c и динамическое воздействие на машиниста при

$$C_2 = -\frac{0,694}{0,6(48,01^2 - 7,94^2)} = -0,05160 \text{ см}, C_4 = 0,05160 \text{ см};$$

– деформация упругой связи C_c . см,

$$y_1 = \frac{v}{t_p(k_1^2 - k_2^2)} (\cos k_2 t - \cos k_1 t);$$

– динамическое воздействие, Н,

$$Q_{\text{дин}} = C_c y_1 = C_c \frac{v}{t_p (k_1^2 - k_2^2)} (\cos k_2 t - \cos k_1 t);$$

– скорость деформации

$$\dot{y}_1 = C_1 k_1 \cos k_1 t - C_2 k_1 \sin k_1 t + C_3 k_2 \cos k_2 t - C_4 k_2 \sin k_2 t;$$

– ускорение воздействия на машиниста

$$\ddot{y}_1 = -C_1 k_1^2 \sin k_1 t - C_2 k_1^2 \cos k_1 t - C_3 k_2^2 \sin k_2 t - C_4 k_2^2 \cos k_2 t.$$

Далее (рис. 2) приведены графики изменения деформации, скорости и ускорения деформации упругой связи ($C_c/C_{12} = 2200$ кН/м, $C_c = 5$ кН/м и $t_p = 0,6$ с) при $v = 0,694, 0,92$ и $1,19$ м/с соответственно.

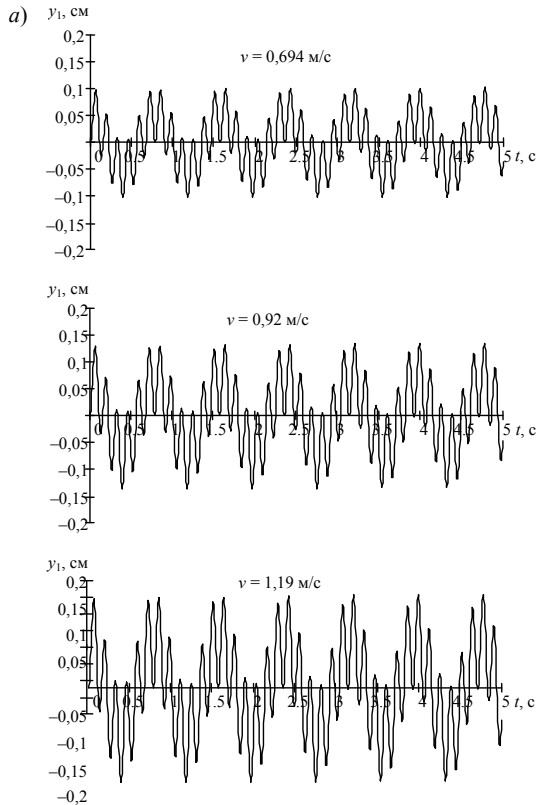


Рис. 2. Графики изменения: а) деформации, б) скорости и в) ускорения упругой связи

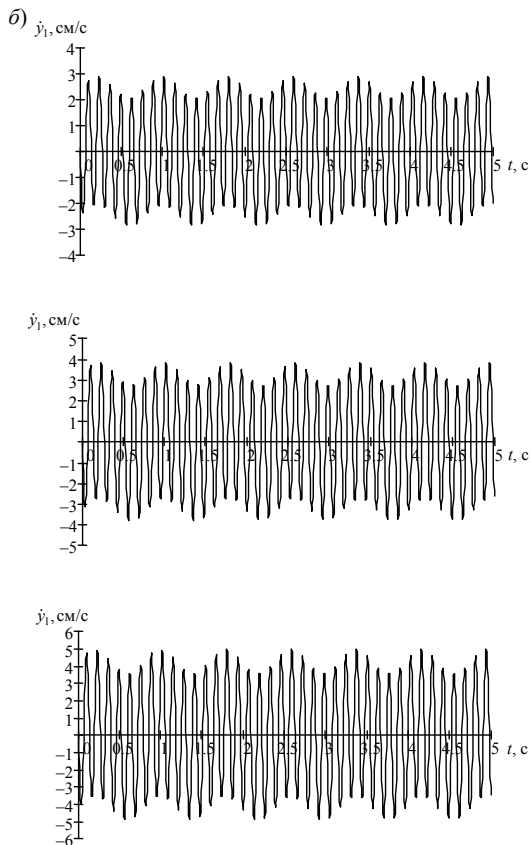


Рис. 2. Продолжение

Далее (рис. 3) приведены графики изменения деформации, ускорения и динамического воздействия на машиниста упругой связи C_c в зависимости от $t_p/C_c = 5$ кН/м при $v = 0,694, 0,92$ и $1,19$ м/с.

Результаты исследования. Анализ полученных результатов (рис. 2, 3) показывает, что при технологических переездах без груза уровень вибровоздействия на машиниста валочно-трелевочной машины значительно превышает допускаемый по санитарным нормам СН2.2.4/ 2.1.8.566–96.

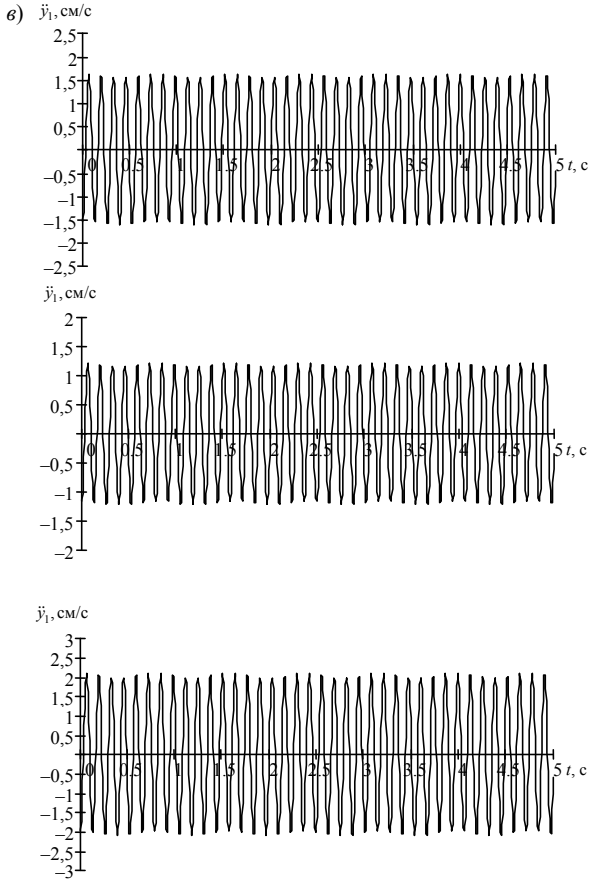


Рис. 2. Окончание

Так, если перемещения машиниста на сиденья незначительны и находятся в зависимости от жесткости сиденья и времени разгона системы в диапазоне 0,32–0,55 см, то ускорения перемещения превышают допустимые в 1,5–10 раз (0,88–6,91 м/с²). При этом динамическая нагрузка на машиниста в зависимости от жесткости сиденья составляет 1,93–42,2 Н, а низкая частота воздействия находится в диапазоне 7,94–13,75 1/с. Уровень динамического воздействия на машиниста также зависит от жесткости сиденья. С увеличением жесткости сиденья с 5 до 15 кН/м динамическая нагрузка возрастает в среднем в 3–3,2 раза.

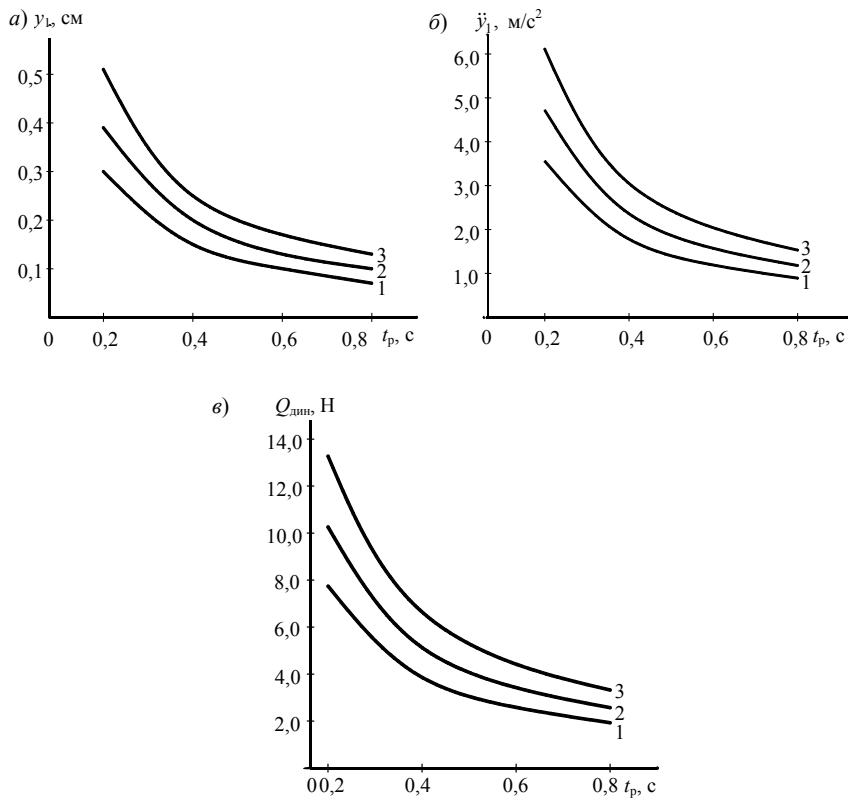


Рис. 3. Графики изменения: а) деформации, б) ускорения и в) динамического воздействия на машиниста упругой связи C_c в зависимости от $t_p/C_c = 5$ кН/м:

1) $v = 0,694$ м/с; 2) $v = 0,92$ м/с; 3) $v = 1,19$ м/с

Выводы

1. Технологические переезды валочно-трелевочной машины без груза в ЗСУ сопровождаются высоким уровнем вибровоздействия на машиниста, превышающим в несколько раз санитарные нормы по ускорению.

2. Определяющее влияние на величину вибровоздействия на машиниста оказывают скорость разгона, время разгона и жесткость сиденья.

3. Предложенная модель позволяет определять уровень вибровоздействия на машиниста ВТМ на этапе проектирования и выбирать оптимальные параметры, обеспечивающие его снижение.

Материал поступил в редакцию 13.10.2016 г

Александров В.А., Ву Хоа Ки. Вибронагруженность машиниста валочно-трелевочной машины в режиме разгона при технологических переездах без груза // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2017. Вып. 219. С. 104–111. DOI: 10.21266/2079-4304.2017.219.104-111

Разработана динамическая модель системы «машинист–трелевочный трактор–пачка деревьев». Математическое описание составлено в форме уравнения Лагранжа 2-го рода. Система дифференциальных уравнений решена относительно упругой деформации подвеса сиденья. Апробация модели осуществлена на примере серийной валочно-трелевочной машины ЛП-17А.

Ключевые слова: динамическая модель, вибрация, математическое описание, сиденье.

Aleksandrov V.A., Vu Hoa Ky. A vibroloading's operator of felling – skidding machine in regime of acceleration under technological transfers without load. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhniceskoj Akademii*, 2017, is. 219, pp. 104–111 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2017.219.104–111

In article the dynamic model of system is developed «the operator–skidding tractor–tree bunch». The mathematical description is worked out in the form of the equation of Lagranzha second number. The system of the equations is solved concerning elastic deformation of the suspension seats. Model approbation is carried out on an example of serially felling and skidding machine PL-17A.

Key words: dynamic model, vibration, mathematical description, seat.

АЛЕКСАНДРОВ Валентин Александрович – заведующий кафедрой машин и оборудования лесного комплекса, профессор Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук, профессор.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: 2944218@mail.ru

ALEKSANDROV Valentin A. – DSc (Technical), Professor, St.Petersburg State Forest Technical University.

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: 2944218@mail.ru

Ву Хоа Ки – аспирант Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: ftacademy@home.ru

Vu Hoa Ky – PhD student, St.Petersburg State Forest Technical University.

194021, Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: ftacademy@home.ru