

С. Н. Пищов, аспирант

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ФОРВАРДЕРА 6К6 ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ

In the article settlement dynamic circuit is made and the mathematical model of fluctuations of off road forwarder is developed. Values of dynamic reactions on supports of the case of forwarder at overcoming a threshold obstacle are determined.

Введение. В настоящее время актуальной является проблема создания лесных машин повышенной проходимости. Это связано с тем, что около 20–30% заготавливаемой древесины находится на труднодоступных лесосеках, освоение которых возможно только в зимний период при значительных отрицательных температурах. Объектом моделирования является лесная погрузочно-транспортная машина 6К6 повышенной проходимости МЛ-131-05, на колесах которой смонтированы цепи противоскольжения и легкоъемные гусеницы. Данная машина работает по сортиментной «скандинавской» технологии, по которой сегодня работает большинство лесозаготовительных предприятий концерна «Беллесбумпром» и Министерства лесного хозяйства.

Для определения оптимальных параметров основных узлов и агрегатов, а также режимов эксплуатации форвардеров повышенной проходимости наиболее перспективным и экономически выгодным методом является математическое моделирование процессов, происходящих с машиной при работе ее в реальных природно-производственных условиях [1].

Для решения данной задачи разработана математическая модель лесной колесной погрузочно-транспортной машины повышенной проходимости 6К6, которая включает в себя расчетную динамическую схему и систему дифференциальных уравнений, описывающую ее колебания при движении по трелевочному волоку, а также при преодолении различного рода единичных неровностей.

Моделирование движения форвардера 6К6 повышенной проходимости. Расчетная схема погрузочно-транспортной машины МЛ-131-05, которая представлена на рис. 1, построена методом замены распределенных масс сосредоточенными, соединенными между собой безинерционными упругодемпфирующими связями. Высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии как с сосредоточенными, так и распределенными параметрами не рассматриваются. Упругие характеристики шин принимаются квазилинейными, а силы неупругого сопротивления – пропорциональными скорости деформации. Высоты микронеровностей трелевочного волока под колесами правой и левой колеи усредняются. Беговая дорожка шины рассматривается в виде безинерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения колеса, а его контакт с дорогой – точечным.

Расчетная динамическая схема имеет восемь степеней свободы, описывающих колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение погрузочно-транспортной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя – φ_d ; углами поворота колес энергетического и технологического модулей – $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$; углом поворота балансирующей тележки технологического модуля – θ_2 ; вертикальным, продольным и угловым перемещениями центра тяжести погрузочно-транспортной машины – z_1, x_1, θ_1 соответственно.

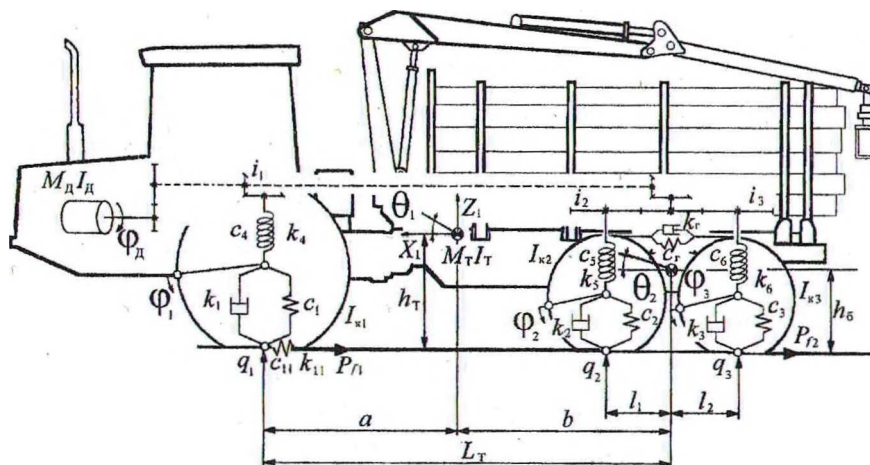


Рис. 1. Расчетная динамическая схема форвардера повышенной проходимости

Для составления дифференциальных уравнений, входящих в состав математической модели, описывающей динамические процессы в системе «двигатель – трансмиссия – ходовая часть – трелевочный волок», воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода, с последующей проверкой на основе анализа равновесия действующих сил и моментов.

Выражения, по которым определяются кинетическая, потенциальная энергии и диссипативная функция Релея рассматриваемой погрузочно-транспортной машины повышенной проходимости, имеют следующий вид:

$$T = \frac{1}{2} (M_T \dot{z}_1^2 + M_T \dot{x}_1^2 + M_T \dot{\theta}_1^2 + I_{к1} \dot{\phi}_1^2 + I_6 \dot{\theta}_2^2 + I_{к2} \dot{\phi}_2^2 + I_{к3} \dot{\phi}_3^2 + I_D \dot{\phi}_D^2 + 2M_T \dot{x}_1^2);$$

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_1 (z_1 + a\theta_1 - q_1)^2 + c_2 (z_1 - (b-l_1)\theta_1 + l_1\theta_2 - q_2)^2 + c_3 (z_1 - (b+l_2)\theta_1 - l_2\theta_2 - q_3)^2 +$$

$$+ c_{11} (x_1 - (h_T - r_1)\theta_1 + r_1\phi_1)^2 + c_r (r_2\phi_2 - r_3\phi_3)^2 + c_4 (\phi_1 - (1/i_1)\phi_D)^2 +$$

$$+ c_5 (\phi_2 - (1/i_2)\phi_D)^2 + c_6 (\phi_3 - (1/i_3)\phi_D)^2 + c_r (\phi_2 r_2 - \phi_3 r_3)^2]$$

$$R = \frac{1}{2} [k_1 (\dot{z}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1)^2 + k_2 (\dot{z}_1 - (b-l_1)\dot{\theta}_1 + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2)^2 + k_3 (\dot{z}_1 - (b+l_2)\dot{\theta}_1 - l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3)^2 +$$

$$+ k_{11} (\dot{x}_1 - (h_T - r_1)\dot{\theta}_1 + r_1\dot{\phi}_1)^2 + k_r (r_2\dot{\phi}_2 - r_3\dot{\phi}_3)^2 + k_4 (\dot{\phi}_1 - (1/i_1)\dot{\phi}_D)^2 +$$

$$+ k_5 (\dot{\phi}_2 - (1/i_2)\dot{\phi}_D)^2 + k_6 (\dot{\phi}_3 - (1/i_3)\dot{\phi}_D)^2],$$

где I_D – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления; $I_{к1}, I_{к2}, I_{к3}$ – моменты инерции элементов трансмиссии и колес погрузочно-транспортной машины, приведенные к их осям; I_r, I_6 – моменты инерции погрузочно-транспортной машины и балансирующей тележки соответственно; M_T – масса погрузочно-транспортной машины; M_r – масса гусеницы; $c_1, c_2, c_3, k_1, k_2, k_3$ – вертикальная жесткость и сопротивление шин, установленных на колеса машины; c_{11}, k_{11} – горизонтальная жесткость и сопротивление

передних шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес трактора с опорной поверхностью; $c_4, c_5, c_6, k_4, k_5, k_6$ – угловые жесткость и сопротивление валов привода переднего моста и осей колес балансирующей тележки; i_1, i_2, i_3 – передаточные числа приводов переднего моста и осей колес балансирующей тележки; a, b, h_T – координаты центра тяжести форвардера; l_1, l_2 – плечи балансирующей тележки осей технологического модуля; h_6 – высота расположения центральной оси балансирующей тележки; r_1, r_2, r_3 – радиусы качения колес погрузочно-транспортной машины;

c_r, k_r – жесткость и сопротивление металлической гусеницы, установленной на колеса балансирующей тележки; q_1, q_2, q_3 – текущие значения неровностей под колесами машины.

После подстановки выражений, определяющих энергии системы, в уравнение Лагранжа второго рода и некоторых преобразований получим систему уравнений, которая описывает динамические процессы, происходящие при движении погрузочно-транспортной машины повышенной проходимости с колесной формулой 6К6.

$$\ddot{z}_1 = [-c_1 (z_1 + a\theta_1 - q_1) - c_2 (z_1 - \theta_1 (b-l_1) + l_1\theta_2 - q_2) - c_3 (z_1 - \theta_1 (b+l_2) - l_2\theta_2 - q_3) -$$

$$- k_1 (\dot{z}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1) - k_2 (\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1 (b-l_1) + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2) - k_3 (\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1 (b+l_2) - l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3)] / (M_T + M_r);$$

$$\ddot{x}_1 = [-c_{11} (x_1 - \theta_1 (h_T - r_1) - r_1\phi_1) - k_{11} (\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 (h_T - r_1) - r_1\dot{\phi}_1) - P_{f1} - P_{f2} + P_{k1} + P_{k2}] / (M_T + M_r);$$

$$\ddot{\theta}_1 = [-c_1 (z_1 + a\theta_1 - q_1)a + c_2 (z_1 - \theta_1 (b-l_1) + l_1\theta_2 - q_2)(b-l_1) + c_3 (z_1 - \theta_1 (b+l_2) - l_2\theta_2 - q_3)(b+l_2) +$$

$$+ c_{11} (x_1 - \theta_1 (h_T - r_1) - r_1\phi_1)(h_T - r_1) - k_1 (\dot{z}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1)a + k_2 (\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1 (b-l_1) + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2)(b-l_1) +$$

$$+ k_3 (\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1 (b+l_2) - l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3)(b+l_2) + k_{11} (\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 (h_T - r_1) - r_1\dot{\phi}_1)(h_T - r_1)] / I_T;$$

$$\ddot{\phi}_1 = [c_{11} (x_1 - \theta_1 (h_T - r_1) - r_1\phi_1)r_1 - c_4 (\phi_1 - \phi_D (1/i_1)) + k_{11} (\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1 (h_T - r_1) - r_1\dot{\phi}_1)r_1 - k_4 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_D (1/i_1))] / I_{к1};$$

$$\ddot{\theta}_2 = [-c_2 (z_1 - \theta_1 (b-l_1) + l_1\theta_2 - q_2)l_1 + c_3 (z_1 - \theta_1 (b+l_2) - l_2\theta_2 - q_3)l_2 -$$

$$- k_2 (\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1 (b-l_1) + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2)l_1 + k_3 (\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1 (b+l_2) - l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3)l_2] / I_6$$

$$\ddot{\phi}_2 = [-c_5 (\phi_2 - \phi_D (1/i_2)) - c_r (\phi_2 r_2 - \phi_3 r_3)r_2 - k_5 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_D (1/i_2)) - k_r (\dot{\phi}_2 r_2 - \dot{\phi}_3 r_3)r_2] / I_{к2};$$

$$\ddot{\phi}_3 = [-c_6 (\phi_3 - \phi_D (1/i_3)) + c_r (\phi_2 r_2 - \phi_3 r_3)r_3 - k_6 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_D (1/i_3)) + k_r (\dot{\phi}_2 r_2 - \dot{\phi}_3 r_3)r_3] / I_{к3};$$

$$\ddot{\phi}_D = [c_4 (\phi_1 - \phi_D (1/i_1))(1/i_1) + c_5 (\phi_2 - \phi_D (1/i_2))(1/i_2) + c_6 (\phi_3 - \phi_D (1/i_3))(1/i_3) +$$

$$+ k_4 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_D (1/i_1))(1/i_1) + k_5 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_D (1/i_2))(1/i_2) + k_6 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_D (1/i_3))(1/i_3) + M_D] / I_D,$$

где $P_{л1}, P_{л2}$ – силы сопротивления качению колес энергетического и технологического модулей; $P_{к1}, P_{к2}$ – касательные силы тяги.

Микропрофиль трелевочного профиля может быть задан с помощью аппроксимации значений высот профиля, снятых с реального волокна. Для этой цели в современных математических пакетах существуют соответствующие приложения.

Одной из наиболее распространенных зависимостей, используемых для аппроксимации статистических характеристик волокна, является корреляционная функция вида [2]

$$q_i(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|} \cos(\beta\tau),$$

где α и β – коэффициенты корреляционной связи; α – характеризует интенсивность затухания корреляционной функции; β – характеризует частоту случайного процесса.

Во время движения погрузочно-транспортная машина переезжает различные препятствия (пни, поваленные деревья, камни и т. д.). Следовательно, важным моментом при разработке математической модели является возможность переезда единичных неровностей различного вида.

Решение математической модели производилось с помощью системы высокоуровневого программирования *Matlab 6.0* методом Рунге – Кутты 4-го порядка с переменным шагом интегрирования и контролем величины шага интегрирования 5-го порядка [3]. Результатом решения математической модели являются матрицы отклонений каждой степени свободы и их первые производные.

На рис. 2 представлены вертикальное и угловое перемещения корпуса форвардера повышенной проходимости при переезде единичной неровности прямоугольного профиля со скоростью 0,5 м/с. При моделировании переезда форвардером единичной неровности приняты следующие массовые и геометрические параметры системы: масса форвардера с грузом – 22 т, расстояние между осями энергетического и технологического модулей – 4,66 м, продольная база балансирной тележки – 1,45 м, расстояние от передней оси до центра масс – 3 м, радиусы передних и задних колес – 0,935 и 0,64 соответственно. Моменты инерции модулей и колес машины получены расчетным путем с помощью ЭВМ. Передаточные числа трансмиссии определены исходя из технической документации завода производителя.

Из построенных зависимостей видно, что во время переезда через пороговое препятствие прямоугольного профиля передним колесом угловое перемещение корпуса груженого форвардера составляет 0,29 рад, а при преодолении этой же неровности колесами балансирной тележки угол поворота корпуса уменьшается

почти в 2 раза и принимает значение 0,15 рад. Такие же зависимости построены и для оставшихся степеней свободы системы и первых их производных.

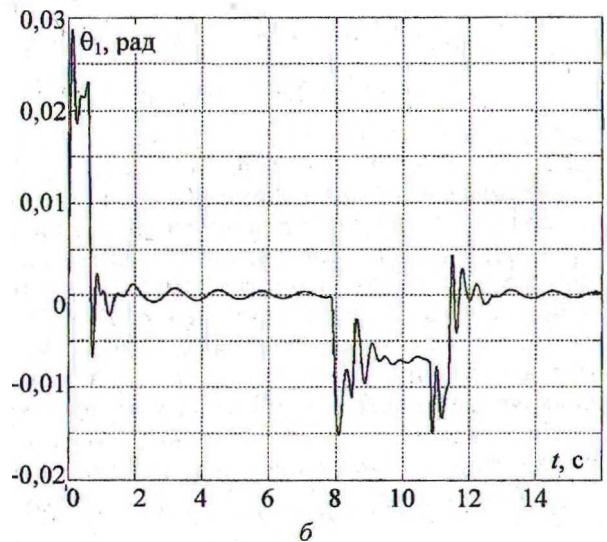
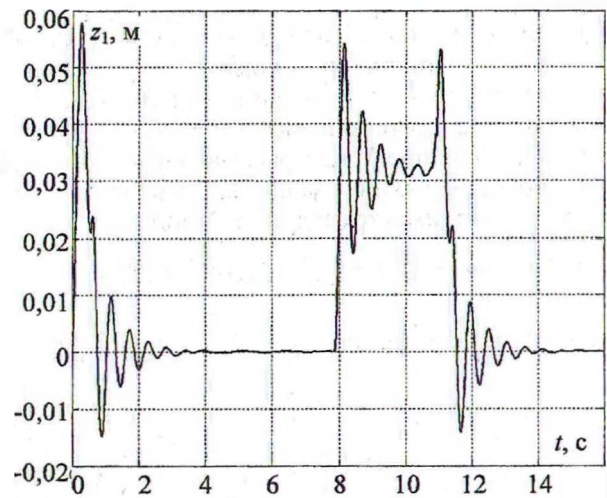


Рис. 2. Вертикальное (а) и угловое (б) перемещения корпуса форвардера повышенной проходимости при переезде единичной неровности

Зная численные значения отклонений системы и их первые производные, можно определить динамические реакции, возникающие на опорах корпуса энергетического и технологического модулей форвардера повышенной проходимости с колесно-гусеничным движителем.

$$R_{д1} = c_1 (y_1 + a\theta_1 - q_1) + k_1 (\dot{y}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1);$$

$$R_{д2} = (c_2 + c_3)(y_1 - b\theta_1) + (k_2 + k_3)(\dot{y}_1 - b\dot{\theta}_1) - c_2 q_2 - c_3 q_3 - k_2 \dot{q}_2 - k_3 \dot{q}_3.$$

На рис. 3 представлены изменения динамических реакций на опорах корпуса погрузочно-транспортной машины при движении ее по трелевочному волоку.

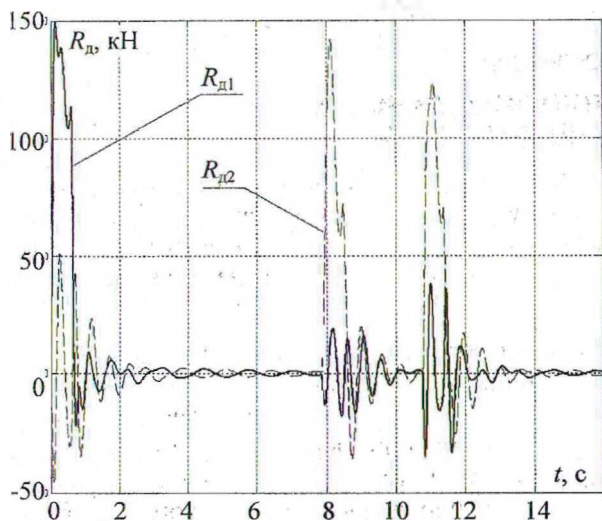


Рис. 3. Изменение динамических реакций на опорах корпуса форвардера при переезде единичной неровности

При переезде неровности передним колесом на опоре энергетического модуля возникает динамическая реакция порядка 140–150 кН, а на опоре технологического модуля – 40–50 кН. При преодолении этого же препятствия колесами балансирующей тележки на опорах переднего и заднего модуля возникают динамические реакции 20–40 и 120–140 кН соответственно.

Для определения динамической нагруженности опор корпуса форвардера в зависимости от высоты порогового препятствия можно ввести коэффициент динамичности, который определяется как отношение максимального значения реакции ($R_{д1} + R_{ст}$) к реакции на установленном режиме ($R_{ст}$).

В результате моделирования выявлены коэффициенты динамичности, которые указывают на рост вибронгруженности опор корпуса погрузочно-транспортной машины с увеличением высоты порогового препятствия. При изменении высоты единичной неровности от 0,1 до 0,3 м коэффициент динамичности для опоры энергетического модуля изменяется в пределах 2,9–6,8; для опоры технологического модуля он составляет 1,5–3,5. Снижение динамической нагруженности опоры технологического модуля указывает на неоспоримые преимущества применения вместо одиночных колес – спаренных меньшего диаметра в виде тандемных балансирующих тележек.

Выводы. 1. Для определения основных параметров форвардера повышенной проходимости и режимов его эксплуатации в условиях лесосеки разработана математическая модель движения данной погрузочно-транспортной машины, которая описывает динамические процессы, происходящие в продольной вертикальной плоскости, и позволяет определять нагрузки, возникающие в элементах шасси и трансмиссии.

2. В результате моделирования получены численные значения отклонений степеней свободы динамической системы «форвардер – опорная поверхность» и первые их производные (скорости) при движении машины по микропрофилю трелевочного волокна. Также определены колебания, происходящие с машиной при преодолении ею единичной пороговой неровности. По результатам моделирования построены зависимости, отражающие динамические процессы, которые происходят с узлами погрузочно-транспортной машины повышенной проходимости при ее движении.

3. Определены динамические реакции, возникающие на опорах корпуса форвардера при переезде им единичной неровности. Получены коэффициенты динамичности при переезде единичной неровности в зависимости от ее высоты, которые составили для опоры энергетического модуля 2,9–6,8, для опоры технологического модуля – 1,5–3,5.

4. Полученные в результате математического моделирования значения динамических усилий и коэффициентов динамичности являются необходимой информацией для уточнения некоторых параметров ходовой части при проектировании новых или совершенствовании существующих колесных лесных машин повышенной проходимости.

Литература

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
2. Силаев, А. А. Спектральная теория поддресорирования транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972.
3. Дьяконов, В., Круглов, В. Математические пакеты расширения MATLAB. Специальный справочник / В. Дьяконов, В. Круглов. – СПб.: Питер, 2001. – 480 с.