

ряженного варианта составляют  $20^{\circ}$ , для груженого –  $12^{\circ}$ , угол поперечного крена не должен превышать  $20^{\circ}$ . Таким образом, эксплуатация машины возможна на равнинной территории с крутизной склонов до  $15^{\circ}$ .

В заключение, на основе проведенного анализа вариантов компоновки машины с различными характеристиками двигателя следует отметить, что наиболее удовлетворяющими по всем позициям требованиям к опорной проходимости являются шины типоразмера 71x47.00-25.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Хохлов Б.И. Методы контроля давления машин на грунт. Дорожные и строительные машины. - М., 1990, №3, стр. 4-5.
2. Жуков А.В. и др. Мелиоративные, строительные и лесные тракторы. – Мн.: Ураджай, 1989.
3. Лесные машины /Под общ.ред. Г.М. Анисимова. – М.: Лесн.пром-сть, 1989.

УДК 630\*323

М.К. Асмоловский., асс. БГТУ;  
Е.А. Малец, зам. гл. констр. МТЗ;  
А.Н. Бычек, асп. БГТУ;  
А.В. Жорин, асс. БГТУ

#### ИММИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ

Mathematical model of hauling process with wheeled skidder is presented.

В настоящее время в Республике Беларусь проводится работа по организации и развитию собственного лесного машиностроения. На Минском тракторном заводе с участием БГТУ создан опытный образец бесчоркерного трелевочного трактора ТТР-402. Базовой моделью его является сельскохозяйственный трактор МТЗ-82.1, оборудованный клещевым захватом, торцевателем и специальными ограждениями. Клещевой захват навешивается на заднюю навесную систему, а торцеватель устанавливается на раме спереди трактора.

Разработка математической модели трелевочной машины является одним из важнейших этапов при исследовании ее динамики и обосновании параметров. Модель отражает сложную взаимосвязь в подсистемах колесной трелевочной машины (двигатель, трансмиссия, ведущие мосты, двигатели) и предмета труда (пакета хлыстов, сортиментов), учитывает реальные возмущающие воздействия (изменение крутящего момента двигателя, неровности поверхности дороги).

При разработке математической модели трелевочного трактора учитываем его связь с технологическим оборудованием и пачкой деревьев. Учитываем также двигатель как источник заданной мощности, крутильные колебания трансмиссии и колебания корпуса на упругих элементах колесного движителя.

Источником колебаний, возникающих при эксплуатации машины, могут являться: неровность дороги, неуравновешенность вращающихся частей машины (колеса, трансмиссия, двигатель), инерционные силы, возникающие при трогании, изменение скорости и направления движения [1].

Колебания в поперечной плоскости можно считать не связанными с продольно-вертикальными, так как транспортная система симметрична относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через ее центр тяжести [2,3].

Проведенный обзор работ по исследованию колебаний лесотранспортных машин показывает, что при рассмотрении динамических явлений можно ограничиться частотным диапазоном до 30 Гц, что упрощает эквивалентную расчетную схему [4].

Колесная трелевочная машина представляет собой динамическую систему, состоящую из сосредоточенных масс, соединенных безинерционными упругодемпфирующими связями. Основными упругодемпфирующими элементами являются: шины, подвеска переднего моста, элементы трансмиссии, элементы технологического оборудования, пакет хлыстов.

При составлении уравнений, описывающих динамические процессы, происходящие при движении трелевочной машины, вводятся следующие допущения:

- механизм рулевого управления зафиксирован так, что трелевочная машина движется прямолинейно;
- распределенные массы трансмиссии, трактора, дерева заменены сосредоточенными, соединенными безинерционными упругодемпфирующими связями, т.е. заменены реальной динамической системой с бесконечным числом степеней свободы, схемой с конечным числом степеней свободы;
- высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами не рассматриваются;
- лесотранспортная машина движется по микропрофилю без спусков и подъемов;
- колебания масс системы малы;
- трелевочная машина рассматривается как плоская симметричная система относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести машины;
- упругие характеристики шин линейные, а силы неупругого сопротивления пропорциональны скорости деформации;

- высоты микронеровностей волока под колесами правой и левой колеи усредняются;
- колеса имеют постоянный контакт с микропрофилем без пробуксовки и бокового проскальзывания;
- в элементах трансмиссии не учитывается жесткость зубьев зацепления, т.к. она значительно больше жесткости валов;
- беговая дорожка шины рассматривается в виде безинерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения, а контакт колеса с дорогой – точечным;
- жесткости шин, подвески переднего моста, трансмиссии постоянны [2, 3].

Рассмотрим имитационную модель продольно-угловых колебаний лесной машины при трелевке и модель продольно-угловых колебаний машины при подъеме пачки деревьев. На рис. приведена расчетная схема динамической системы трелевочной машины, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев и агрегатов. Расчетная схема позволяет комплексно исследовать динамику системы "двигатель-трансмиссия-двигатель-предмет труда". Для трелевочной машины характерна раздельно-агрегатная компоновка, поэтому в расчетной схеме двигатель-трансмиссия ведущие мосты представлены как подсистемы, соединенные между собой упругими элементами и обеспечивающими передачу мощности.

В расчетной схеме колебательной системы колесной машины представляем пневматическую шину в виде пружины с коэффициентами жесткости и демпфирования, нижний конец которой движется по микропрофилю дороги, а верхний конец соединен с осью колеса.

При исследовании системы "трактор-пачка хлыстов" распределенную массу пачки хлыстов разбиваем на три дискретные массы  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ , соединенные между собой жесткостью  $C$ . Масса  $m_1$  составляет часть пачки, нагружающую клещевой захват. Масса  $m_2$  сосредоточена в центре тяжести пачки хлыстов и совершает колебания. Масса  $m_3$  - часть пачки, волочащейся по микропрофилю волока. Связь трактора с деревом и клещевым захватом осуществляется посредством жесткости  $C_{32}$ . Изгибные деформации дерева моделируются упругим элементом с коэффициентом жесткости  $C_x$ . Все упругие звенья системы в направлении своей податливости обладают также демпфирующим сопротивлением. Расчетная динамическая схема системы "двигатель-трансмиссия-двигатель-предмет труда" имеет 12 степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение трелевочной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя  $\varphi_d$ ; углами поворота элементов трансмиссии, соответственно сцепления и выходного вала коробки передач  $-\varphi_{сш}$ ,  $\varphi_k$ ; угловыми перемещениями массы трактора  $\varphi_r$ ; угловыми координатами переднего и заднего колес  $-\varphi_{кп}$ ,  $\varphi_{кз}$ ; вертикальными перемещениями центра тяжести

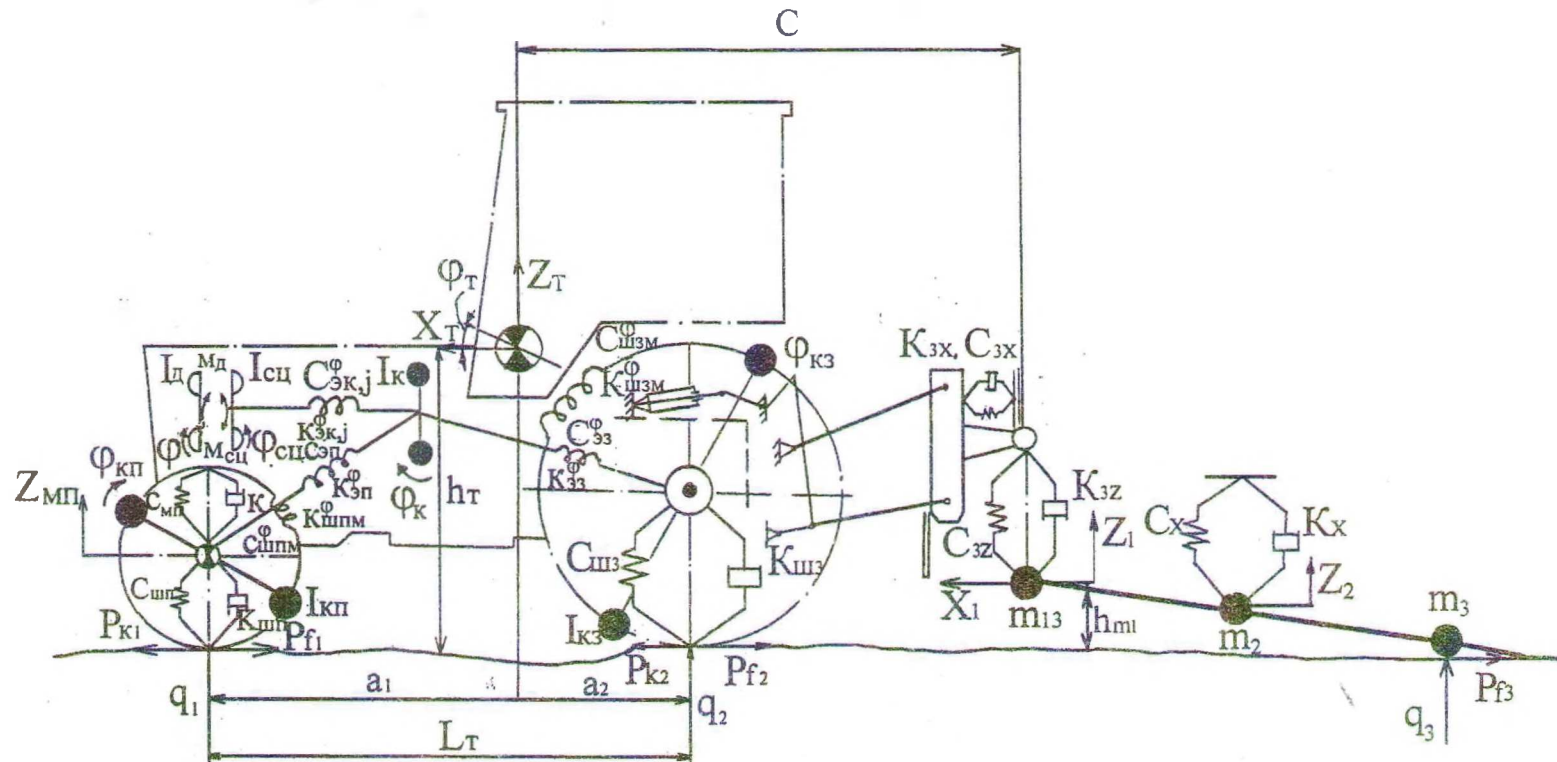


Рис. Расчетная схема колебаний трелевочной машины

машины и переднего моста  $Z_T, Z_{МП}$ ; вертикальными перемещениями трелевочного захвата и дискретной массы пакета хлыстов, центра тяжести пакета хлыстов  $Z_1, Z_2$ ; продольным перемещением трелевочного захвата и пачки хлыстов  $X_1$  и машины  $X_T$

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы трелевочной машины в продольной вертикальной плоскости, имеет вид

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - M_{сц};$$

$$I_{сц} \cdot \ddot{\varphi}_{сц} + C_{эк,j}^{\varphi} \cdot (\varphi_{сц} - \varphi_k) + K_{эк,j}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{сц} - \dot{\varphi}_k) = M_{сц};$$

$$I_k \cdot \ddot{\varphi}_k - C_{эк,j}^{\varphi} \cdot (\varphi_{сц} - \varphi_k) + C_{эз}^{\varphi} \cdot (\varphi_k - \varphi_{кз}) + C_{эп}^{\varphi} \cdot (\varphi_k - \varphi_{кп}) - K_{эк,j}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{сц} - \dot{\varphi}_k) + K_{эз}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кз}) + K_{эп}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кп}) = 0;$$

$$I_{кп} \cdot \ddot{\varphi}_{кп} - C_{эп}^{\varphi} \cdot (\varphi_k - \varphi_{кп}) + C_{шпм}^{\varphi} \cdot (\varphi_{кп} - (X_T + (h_T - R_{к1}) \cdot \varphi_T) : R_{к1} \cdot i_{тp1}) - K_{эп}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кп}) + K_{шпм}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{кп} - (\dot{X}_T + (h_T - R_{к1}) \times \dot{\varphi}_T / R_{к1} \cdot i_{тp1})) = 0;$$

$$I_{кз} \cdot \ddot{\varphi}_{кз} - C_{эз}^{\varphi} \cdot (\varphi_k - \varphi_{кз}) - K_{эз}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{кз}) + C_{шзм}^{\varphi} \cdot (\varphi_{кз} - (X_T + (h_T - R_{к2}) \cdot \varphi_T / R_{к2} \cdot i_{тp2})) + K_{шзм}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{кз} - (\dot{X}_T + (h_T - R_{к2}) \times \dot{\varphi}_T / R_{к2} \cdot i_{тp2})) = 0;$$

$$M \cdot \ddot{X}_T - C_{шпм}^{\varphi} \cdot (\varphi_{кп} - (X_T + (h_T - R_{к1}) \cdot \varphi_T / R_{к1} \cdot i_{тp1})) - K_{шпм}^{\varphi} \times (\dot{\varphi}_{кп} - (\dot{X}_T + (h_T - R_{к1}) \cdot \dot{\varphi}_T / R_{к1} \cdot i_{тp1})) - C_{шзм}^{\varphi} \cdot (\varphi_{кз} - (X_T + (h_T - R_{к2}) \cdot \varphi_T / R_{к2} \cdot i_{тp2})) - K_{шзм}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{кз} - (\dot{X}_T + (h_T - R_{к2}) \times \dot{\varphi}_T / R_{к2} \cdot i_{тp2})) + C_3 \cdot (X_T - X_{тз} + \varphi_{тз} \cdot b) + K_3 \cdot (\dot{X}_T - \dot{X}_{тз} + \dot{\varphi}_{тз} \cdot b) = 0;$$

$$M \cdot \ddot{Z}_T + C_{мп} \cdot (Z_T + \varphi_T \cdot a_1 - Z_{мп}) + K_{мп} \cdot (\dot{Z}_T + \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{Z}_{мп}) - C_{шз} \cdot (Z_T - q_2 - a_2 \cdot \varphi_T) - K_{шз} \cdot (\dot{Z}_T - \dot{q}_2 - q_2 \cdot \dot{\varphi}_T) + C_{зз} \cdot (Z_T - \varphi_T \cdot c - Z_1) + K_{зз} \cdot (\dot{Z}_T - \dot{\varphi}_T \cdot c - \dot{Z}_1) = 0;$$

$$\begin{aligned}
& m_{13} \cdot \ddot{Z}_1 - C_{3z} \cdot (Z_T - \varphi_T \cdot c - Z_1) - K_{3z} \cdot (\dot{Z}_T - \dot{\varphi}_T \cdot c - \dot{Z}_1) - C_x \times \\
& \times (Z_2 - 0,6Z_1) \cdot 0,6 - K_x \cdot (\dot{Z}_2 - 0,6\dot{Z}_1) \cdot 0,6 + C_x \cdot (0,36Z_1 - 0,6Z_2) \times \\
& \times 0,36 + K_x \cdot (0,36Z_1 - 0,6Z_2) \cdot 0,36 = 0; \\
& m_2 \cdot \ddot{Z}_2 + C_x \cdot (Z_2 - 0,6Z_1) + K_x \cdot (\dot{Z}_2 - 0,6\dot{Z}_1) - C_x \cdot (0,36Z_1 - \\
& 0,6Z_2) \cdot 0,6 - C_x \cdot (0,36Z_1 - 0,6Z_2) \cdot 0,6 = 0; \\
& m_{13} \cdot \ddot{X}_1 - C_{3x} \cdot (X_T - X_1) - K_{3x} \cdot (\dot{X}_T - \dot{X}_1) = 0; \\
& m_{мп} \cdot \ddot{Z}_{мп} + C_{шп} \cdot (Z_{мп} - q_1) + K_{шп} \cdot (\dot{Z}_{мп} - \dot{q}_1) + C_{мп} \cdot (Z_T + \\
& - \varphi_T \cdot a_1 - Z_{мп}) - K_{мп} \cdot (\dot{Z}_T + \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{Z}_{мп}) = 0; \\
& I_T \cdot \ddot{\varphi}_T - C_{шпм}^\varphi \cdot (\varphi_{кп} - (X_T + (h_T - R_{к1}) \cdot \varphi_T / R_{к1} \cdot i_{тp1}) \cdot (h_T - \\
& - R_{к1}) - K_{шпм}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_{кп} - (\dot{X}_T + (h_T - R_{к1}) \cdot \dot{\varphi}_T / R_{к1} \cdot i_{тp1}) \cdot (h_T - \\
& - R_{к1}) + C_{мп} \cdot (Z_T + \varphi_T \cdot a_1 - Z_{мп}) \cdot a_1 + K_{мп} \cdot (\dot{Z}_T + \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{Z}_{мп}) \times \\
& \times a_1 - C_{шзм}^\varphi \cdot (\varphi_{кз} - (X_T + (h_T - R_{к2}) \cdot \varphi_T / R_{к2} \cdot i_{тp2}) \cdot (h_T - R_{к2}) - \\
& - K_{шзм}^\varphi \cdot (\dot{\varphi}_{кз} - (\dot{X}_T + (h_T - R_{к2}) \cdot \dot{\varphi}_T / R_{к2} \cdot i_{тp2}) \cdot (h_T - R_{к2}) + \\
& + C_{шз} \cdot (q_2 - Z_T + a_2 \cdot \varphi_T) \cdot a_2 + K_{шз} \cdot (q_2 - \dot{Z}_T + a_2 \cdot \dot{\varphi}_T) \cdot a_2 - C_{3z} \times \\
& \times (Z_T - \varphi_T \cdot c - Z_1) \cdot c - K_{3z} \cdot (\dot{Z}_T - \dot{\varphi}_T \cdot c - \dot{Z}_1) \cdot c = 0.
\end{aligned}$$

Рассматриваемая система дифференциальных уравнений решается методом Рунге-Кутты 4-го порядка точности с помощью комплекса специальных программ. Основной модуль программ производит расчет систем уравнений по времени при заданных параметрах динамической системы. Далее производится статистическая обработка данных. Для переходных процессов сравниваются максимальные показатели и характер изменения зависимостей. При установившихся режимах производится сравнение статистических показателей.

Реализация математической модели позволила обосновать весовые и жесткостные параметры элементов трансмиссии, подвески шин, технологического оборудования, менять конструкцию, значения рейсовой нагрузки, что было учтено при создании опытного образца трактора ТТР-402.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг В.В. Подвеска автомобиля. - М.: Машиностроение, 1972.
2. Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования. - Мн.: Выш. шк., 1990.
3. Жуков А.В., Леонович Н.И. Колебания лесотранспортных систем. - Мн.: БГУ, 1973.

4. Зайчик М.И., Орлов С.Ф. и др. Проектирование и расчет специальных лесных машин. - М.: Лесн. пром-сть, 1976.

УДК 630.377.45:539.4

Е.Ф. Волобуев, с.н.с.;

Л.Ф. Доронин, инж.;

Я.И. Остриков, доц.

### РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСМИССИИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

The analysis technique of transmissions' elements service life, and the example of analysis are presented.

Различным аспектам изучения усталостной долговечности инженерных конструкций и природы усталостного разрушения материалов посвящено большое количество исследований, в результате чего были разработаны практические методы расчета на усталостную долговечность элементов механических систем, основанные на гипотезе суммирования (накопления) усталостных повреждений. Широко распространенные методы расчета на усталость основываются на кривых усталости, полученных при испытаниях деталей на стендах и в условиях эксплуатации. Все известные методы получения количественных расчетных характеристик нагруженности деталей основываются на замене реального случайного процесса некоторым схематизированным, который по уровню вносимого усталостного повреждения должен быть эквивалентен реальному [1].

Расчет ресурса деталей автомобиля можно условно разбить на следующие основные этапы: 1) определение функции плотности распределения нагрузки на рассчитываемую деталь; 2) определение и последующая корректировка параметров кривой усталости; 3) выбор варианта гипотезы суммирования повреждений и определение среднего ресурса.

В работе [2] в качестве примера для полуоси тягача МАЗ 4x4 в составе лесовозного автопоезда (ЛАП) общей массой 34000 кг приведены функции плотности распределения крутящего момента по категориям лесных дорог и регионам эксплуатации, а также приводятся основные положения расчета ее ресурса. Полуоси рассчитываются по наиболее опасному участку, определяемому характеристиками усталости и имеющему шпоночные пазы, шлицевые части, галтели и т.д. Учитывая, что в процессе движения ЛАП по типизированным циклам меняются дорожные и скоростные условия, то обобщенный режим полуоси по категориям дороги для регионов эксплуатации "Центр" и "Восток" представляется как линейная комбинация распределений моментов  $F (M_k)$ :