

$$\frac{dP^0_{T_3}}{dt} = -\mu_2 P^0_{T_3} + 3\lambda_2 P_3$$

$$\sum P_i + \sum P^k_{T_j} = 1.$$

Решение всех приведенных систем уравнений осуществляется согласно схеме, данной для $n=2$.

Управляемыми параметрами, для которых необходимо искать рациональные значения, являются λ_1, μ_1, μ_2 . Критериями здесь будут $P_1, \dots, P_5, P_{T_1}, \dots, P_{T_5}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е.С. Исследование операций. М.: Советское радио, 1972.
2. Вангер Г. Основы исследования операций. М.: Мир, 1973.
3. Редькин А.К. Применение теории массового обслуживания на лесозаготовках. М.: Лесная промышленность.
4. Турлай И.В. Анализ многофазовой системы лесозаготовительного предприятия. ИВУЗ "Лесной журнал", № 6, 1974.

УДК 630*37

А.В.Жуков, профессор

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

An equation of hauling process of forwarder is considered. Analysis of equation components is given

Остановимся на прямолинейном движении колесной лесной машины сортиментовоза, при котором в вертикальной продольной плоскости симметрии xOz машины, проходящей через середину колеи, основное перемещение происходит в направлении оси x , а дополнительные - в направлении оси z . Последние определяются неровностями дороги.

Расчетная динамическая схема, эквивалентная прямолинейному движению трехосного лесовозного тягача по неровной дороге, представлена на рис.

Положение корпуса машины определяется координатами x, z, θ центра масс системы на плоскости xOz , причем основное из них характеризует поступательное движение машины по дороге. Неподрессоренные массы осей m_i совершают независимые вертикальные перемещения ξ_i , а вращающиеся массы двигателя, трансмиссии и колес характеризуются угловыми перемещениями φ с соответствующими индексами. Причем как x , так и координата φ являются абсолютными. В рассматриваемом случае

выделяем приведенный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей двигателя $I_{дв}$, и моменты инерции вращающихся масс трансмиссии, приведенные к колесам $I_{тр.i}$. Моменты инерции $I_{тр.i}$ включают моменты инерции вращения частей трансмиссии привода i -той оси с включением моментов инерции ободов колес i -той оси. Продольное перемещение x для всех частей системы одинаково. Вертикальные z и продольно-угловые θ перемещения подрессоренного корпуса машины, а также перемещения ξ_i неподдресоренных масс m_i отсчитываем от положения статического равновесия.

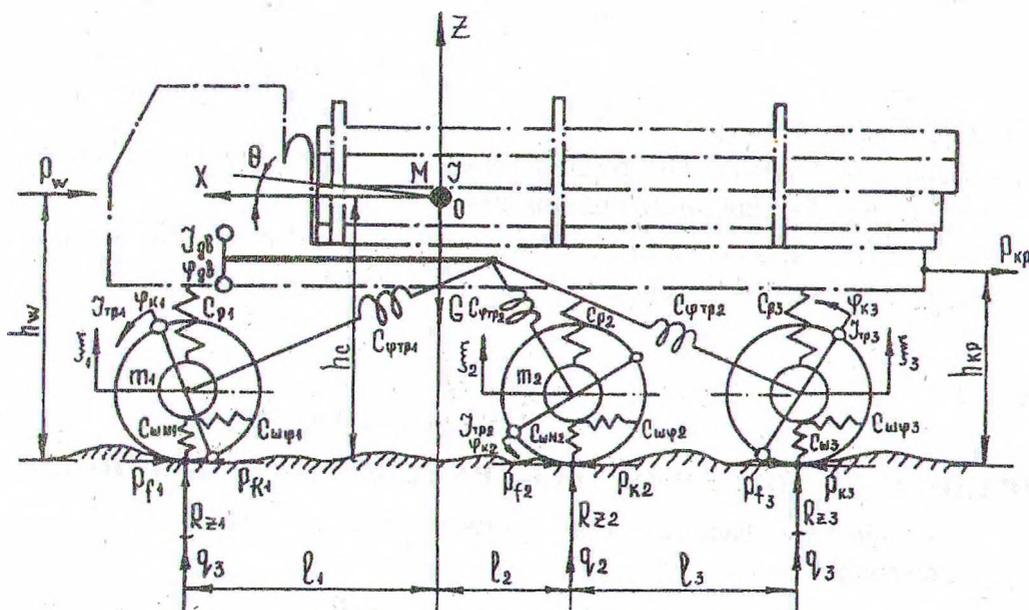


Рис. Расчетная схема колебаний трехосной лесотранспортной машины

Для простоты считаем характеристики всех упругих элементов линейными, наличие реактивных контуров ходовой части не учитываем.

Для получения уравнений движения машины используем уравнение Лагранжа 2-го рода.

Потенциальная энергия Π системы складывается из суммы потенциальной энергии при подъеме по уклону (спуске) Π_1 ; подвески Π_2 , накопленной при деформации ее упругих элементов; шин при их радиальной Π_3 и тангенциальной Π_4 деформации, а также потенциальной энергии Π_5 , накопленной при закрученных элементах трансмиссии при передаче крутящего момента от двигателя к колесам.

Продольное перемещение корпуса машины x связано со смещением контактной площадки колеса относительно обода. Это смещение обратно пропорционально радиусу колеса r_k , т.е. при малой величине угла закручивания шины $\varphi_{ш}$ можно записать для i -того колеса

$$\varphi_{шi} = \frac{x}{r_{ki}}$$

Эта зависимость связывает перемещения машины в продольной вертикальной плоскости с угловыми перемещениями двигателя и элементов трансмиссии.

В качестве обобщенных сил следует рассматривать крутящий момент двигателя $M_{дв}$ и силы внешних сопротивлений $P_f, P_w, P_{кр}$, направленные соответственно по обобщенным координатам $\varphi_{дв}$ и x .

Система дифференциальных уравнений, полученных после определения частных производных кинетической энергии по обобщенным скоростям, а также производных потенциальной энергии по обобщенным координатам, имеет вид

$$M \ddot{x} + Mg \sin \alpha - \frac{c_{ш\varphi 1} x}{r_{k1}} - \frac{c_{ш\varphi 2} x}{r_{k2}} - \frac{c_{ш\varphi 3} x}{r_{k3}} + P_f + P_w + P_{кр} = 0;$$

$$M\ddot{z} + c_{p1}(z + l_1 \theta - \xi_1) + c_{p2}(z - l_2 \theta - \xi_2) + c_{p3}(z - l_3 \theta - \xi_3) = 0;$$

$$m\ddot{\xi}_1 - c_{p1}(z + l_1 \theta - \xi_1) + c_{шN1}(\xi_1 - q_1) = 0;$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 - c_{p2}(z - l_2 \theta - \xi_2) + c_{шN2}(\xi_2 - q_2) = 0;$$

$$m_3 \ddot{\xi}_3 - c_{p3}(z - l_3 \theta - \xi_3) + c_{шN3}(\xi_3 - q_3) = 0;$$

$$I\ddot{\theta} + c_{p1} l_1 (z + l_1 \theta - \xi_1) - c_{p2} l_2 (z - l_2 \theta - \xi_2) - c_{p3} l_3 (z - l_3 \theta - \xi_3) = 0;$$

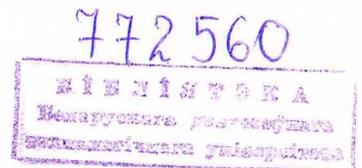
$$I_{дв} \ddot{\varphi}_{дв} + c_{\varphi_{Tp1}}(\varphi_{дв} - \varphi_{k1}) + c_{\varphi_{Tp2}}(\varphi_{дв} - \varphi_{k2}) + c_{\varphi_{Tp3}}(\varphi_{дв} - \varphi_{k3}) - M_{дв} = 0;$$

$$I_{Tp1} \ddot{\varphi}_{k1} + c_{\varphi_{Tp1}}(\varphi_{дв} - \varphi_{k1}) + c_{ш\varphi 1} \left(\varphi_{k1} - \frac{x}{r_{k1}} \right) = 0;$$

$$I_{Tp2} \ddot{\varphi}_{k2} + c_{\varphi_{Tp2}}(\varphi_{дв} - \varphi_{k2}) + c_{ш\varphi 2} \left(\varphi_{k2} - \frac{x}{r_{k2}} \right) = 0;$$

$$I_{Tp3} \ddot{\varphi}_{k3} + c_{\varphi_{Tp3}}(\varphi_{дв} - \varphi_{k3}) + c_{ш\varphi 3} \left(\varphi_{k3} - \frac{x}{r_{k3}} \right) = 0.$$

где c_{pi} - вертикальные жесткости рессор i -той оси; $c_{шNi}$ и $c_{ш\varphi i}$ - вертикальные и соответственно тангенциальные жесткости шин i -той оси; $c_{\varphi_{Tri}}$ - приведенные крутильные жесткости элементов трансмиссии,



входящих в привод i -той оси; φ_{ki} - угол поворота обода колес i -той оси; $\varphi_{дв}$ - угол поворота коленчатого вала двигателя (абсолютная координата); q_i - высоты неровностей микропрофиля в точках контакта колес i -той оси с дорогой; r_{ki} - радиус колес i -той оси.

При выводе уравнений не учтены силы сопротивления в подвеске, а также моменты сопротивления в приводе мостов $M_{снi}$. С учетом сил и

моментов сопротивления, обозначив $\frac{c_{ш\varphi i} X}{r_{ki}} = P_{ki}$ (считаем, что радиусы

качения колес всех мостов одинаковы), для машины, имеющей n осей, будем иметь:

$$M \ddot{x} + Mg \sin \alpha - \sum_{i=1}^n P_{ki} + P_f + P_w + P_{кр} = 0;$$

$$M \ddot{z} + \sum_{i=1}^n c_{pi} (z \pm l_i \theta - \xi_i) + \sum_{i=1}^n k_{pi} (\dot{z} \pm l_i \dot{\theta} - \dot{\xi}_i) = 0;$$

$$m_i \ddot{\xi}_i - c_{pi} (z \pm l_i \theta - \xi_i) + k_{pi} (\dot{z} \pm l_i \dot{\theta} - \dot{\xi}_i) + c_{шNi} (\xi_i - q_i) + k_{шNi} (\dot{\xi}_i - \dot{q}_i) = 0;$$

$$I \ddot{\theta} + \sum_{i=1}^n c_{pi} l_i (z \pm l_i \theta - \xi_i) + \sum_{i=1}^n k_{pi} l_i (\dot{z} \pm l_i \dot{\theta} - \dot{\xi}_i) = 0;$$

$$I_{дв} \ddot{\varphi}_{дв} + \sum_{i=1}^n c_{\varphi T pi} (\varphi_{дв} - \varphi_{ki}) + \sum_{i=1}^n k_{\varphi T pi} (\dot{\varphi}_{дв} - \dot{\varphi}_{ki}) +$$

$$+ \sum_{i=1}^n M_{снi} - M_{дв} = 0;$$

где k_{pi} , $k_{шNi}$, $k_{ш\varphi i}$ - коэффициенты вязкого сопротивления амортизаторов подвески (k_{pi}) и шин ($k_{шNi}$, $k_{ш\varphi i}$) i -той оси соответственно в радиальном и тангенциальном направлениях; $k_{\varphi T pi}$ - приведенные к центрам i -той оси коэффициенты сопротивления крутильных колебаний трансмиссии, зависящие от скорости перемещения.

Сила сопротивления качению P_f в общем случае является переменной величиной и может быть выражена следующим образом:

$$P_f = \sum_{i=1}^n R_{zi}^{cm} f + \sum_{i=1}^n c_{шNi} (\xi_i - q_i) f,$$

где R_{zi}^{cm} - нормальная реакция на колеса i -той оси в статическом положении машины; f - коэффициент сопротивления качению, принятый в данном случае постоянным.

Системы уравнений описывают прямолинейное плоское движение колесной машины с учетом ее вертикальных и продольно-угловых колебаний на неровностях дороги, крутильных колебаний привода колес. При этом учитываются крутящий момент двигателя $M_{дв}$ как источник движения машины, а также силы внешних сопротивлений P_f , P_w и $P_{кр}$.

Для решения этих систем уравнений необходимо задавать начальные условия, а также величины и законы изменения постоянных и переменных внешних сил и моментов.

Так, закон изменения высот неровностей под колесами соответствующих осей q_i может задаваться, например, в виде синусоиды, т.е.

$$q_i = H \sin \omega (t - \tau_i),$$

где H - высота неровности; t - текущее значение времени; τ_i - время запаздывания воздействия на i -тую ось по отношению к первой, $\tau_i = l_i / v$ (l_i - расстояние от передней оси до i -той, v - скорость поступательного движения машины); ω - частота воздействия от микронеровностей дороги, $\omega = 2\pi v / L_H$ (L_H - длина неровности).

Микропрофиль дороги может также задаваться реальным в виде массива значений высот продольного микропрофиля дороги.

Различные случаи движения можно рассматривать, задавая различные начальные условия и разные законы изменения обобщенных координат необходимыми ограничениями. Так, установившееся движение машины можно рассматривать, задавая изменение координаты x прямо пропорциональным времени. Ускоренное движение будет происходить, если \dot{x} пропорционально времени.

Крутящий момент двигателя может задаваться его зависимостью от угловой скорости $\dot{\phi}_{дв}$ или какой-либо другой закономерностью. Как частный случай может устанавливаться условие $M_{дв} = \text{const}$.

Приведенная на рисунке расчетная схема соответствует динамической системе с 10 степенями свободы. Однако в зависимости от поставленной задачи и заданной точности система уравнений движения может быть упрощена.

Например, для определения основных параметров, характеризующих взаимодействие машины с внешней средой, но без учета взаимодействия колес с микронеровностями волока, достаточно пятимассовой моде-

ли. В случае исключения колебаний в трансмиссии, но с учетом вертикальной динамики машины может использоваться шестимассовая модель.

При движении по плоской поверхности и жесткой связи между колесами и валом двигателя, т.е. $\varphi_{\text{дв}} = \varphi_{\text{к}} i_{\text{тр}}$, где $i_{\text{тр}}$ - передаточное число трансмиссии, будем иметь известное уравнение тягового баланса машины.

$$\left(M + \sum_{i=1}^n I_{\text{тp}i} \frac{1}{r_{\text{к}i}} \right) \ddot{x} + M_{\text{д}} \sin \alpha - P_{\text{к}} + P_{\text{f}} + P_{\text{w}} + P_{\text{кр}} = 0$$

или

$$P_{\text{ж}} \pm P_{\text{i}} + P_{\text{f}} + P_{\text{w}} + P_{\text{кр}} = M_{\text{дв}} \eta_{\text{тр}} \frac{i_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}}.$$

Отнесенная к категории внешних сопротивлений крюковая сила в зависимости от поставленной задачи, типа прицепного состава и конструкции сцепного устройства может приниматься постоянной, т.е. $P_{\text{к}} = \text{const}$ или в виде функции, зависящей от времени. Вид функции определяется режимом движения и взаимодействием колес прицепа с неровностями микропрофиля дороги. В общем такой же подход сохраняется и в случае седельных или лесовозных автопоездов. Однако для автопоезда возможно также получение уравнения движения на основе рассмотрения общей расчетной динамической схемы автопоезда.

УДК 630*323

А.С.Федоренчик, доц.;

А.В.Жорин, асс.;

Д.В.Клоков, асс.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ ЛЕСНЫХ МАШИН ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ ЭНЕРГОЕМКОСТИ

The comparative energy consumption assessment of operation of forest machines for Belarus Republic conditions is presented.

Одним из критериев оценки эффективности работы машины в конкретных природно-производственных условиях являются затраты энергии, которые могут использоваться как для сравнительного анализа машин, так и определения влияния различных факторов на рабочий процесс машины.

В основу расчета положена методика, разработанная в лесотехнической академии г. Санкт-Петербурга. Выражения для энергозатрат на работу трелевочной машины, форвардера и харвестера получены на кафедре лесных машин и технологии лесозаготовок БГТУ, при этом операция об-